

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

# **Třidič zeminy**

Soil Shredder

Student:

Bc. Ondřej Štopl

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2019

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Ondřej Štopl**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**  
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**  
Téma: **Třidič zeminy  
Soil Shredder**  
Jazyk vypracování: **čeština**

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte třídící jednotku pro třídění zeminy o frakci 0 až 10 mm. Třidič je vybaven násypkou s výklopným hruboroštem a sítím o rozměru 800 x 2000 mm. Primárním pohonem je elektrická energie.

### Seznam doporučené odborné literatury:


BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů I,II*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.  
MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.  
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta. Ostrava: VŠB-TUO. 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.  
NĚMEC, J., DVOŘÁK, J., HÖSCHL, C. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989. 599s. ISBN 80-03-00193-5.  
ROBERT C. JUVINALL, KURT M. MARSHEK. *Fundamentals of machine component design*. Second Edition. 1991. John Wiley & Sons.  
SHIGLEY, J. E., MISCHEK, R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



  
prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2019.

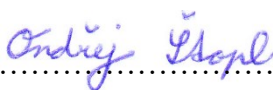
.....  
*Ondřej Štěpěl*

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019.

  
.....

Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Ondřej Štopl

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Malá Strana 53, 789 72 Dubicko, CZ

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŠTOPL, O. *Třídič zeminy: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2019, 69 s. Vedoucí práce: Kaláb, K.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem a následnou pevnostní kontrolou stroje na třídění zeminy. V úvodu jsou stanoveny fyzikální vlastnosti tříděného materiálu – zeminy. Poté jsou srovnány dostupné typy třídičů a je zvolen vhodný typ. Následuje volba typu a polohy pohonu vůči těžišti třídící jednotky. U daného typu jsou na základě odborné literatury stanoveny provozní parametry. Po srovnání jednotlivých typů sít je zvolena vhodná varianta síta. Následuje návrh závaží a pružin na základě zvolených parametrů. Další část se zabývá návrhem rámu, kdy jsou navrženy rozměry s pohonem hruboroštu, rozměry a tvar násypky, rozměry a typ ovládání skluzu a rozměry samotného rámu. Posléze jsou provedeny kontrolní výpočty vybraných dílů. Součástí diplomové práce je v příloze přiložen výkres sestavy stroje a výrobní výkres čepu.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

ŠTOPL, O. *Soil shredder: Master thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2019, 69 p. Thesis head: Kaláb, K.

The diploma thesis deals with design and solidity check of machine for soil sorting. There are defined physical properties of the sorted material – soil in the introduction. This is followed by comparison of available sorting machines and the suitable one is chosen. Next section describes choice of drive types and choice of their position with respect to the sorting machine. Operation parameters are set base on the professional literature. Suitable sieve is chosen from the comparison of particular sieve types. Design of weights and springs is based on the chosen parameters. Following section is describing design of the frame, where are designed dimensions and drive of the riddle, shape and dimensions of the hopper, dimensions and type of control for slide and dimensions of the frame itself. There are done check calculations of the chosen parts. Drawing of the machine and production drawing of the peg are part of the diploma thesis.

# Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	8
1 Úvod.....	15
1.1 Cíle diplomové práce .....	15
2 Základní údaje o tříděném materiálu .....	16
2.1 Experimentální zjištění minimálního úhlu skluzu .....	16
3 Třídíče zeminy .....	18
4 Vibrační třídící jednotka .....	19
5 Pohon třídící jednotky.....	20
5.1 Volba polohy pohonu .....	21
5.2 Provozní parametry třídící jednotky .....	22
5.3 Volba elektromotoru .....	23
5.4 Napínání řemene pohonu.....	24
6 Volba síta .....	25
6.1 Volba konkrétního typu síta .....	26
6.2 Napínání síta .....	27
6.3 Uložení síta .....	28
7 Návrh závaží .....	29
8 Návrh tlumících pružin .....	31
9 Návrh hruboroštu .....	33
9.1 Volba pohonu hruboroštu .....	33
10 Návrh skluzu a násypky .....	36
11 Návrh rámu stroje a spodního krytu .....	37
12 Návrh řemenového převodu.....	38
12.1 Stanovení velikosti klasického průřezu klínového řemene .....	38
12.2 Stanovení minimálního výpočtového průměru řemenice.....	39
12.3 Návrh výpočtových průměrů řemenic $D_1$ a $D_2$ .....	39
12.4 Návrh osové vzdálenosti.....	40
12.5 Určení délky řemene.....	41
12.6 Skutečná osová vzdálenost.....	41
12.7 Stanovení potřebného počtu řemenů .....	41
12.8 Kontrola životnosti řemene .....	42
12.9 Specifikace navrženého řemene.....	42
12.10 Výpočet předpětí řemene.....	42

12.11	Měnitelnost osové vzdálenosti.....	44
12.12	Návrh průměru excentrické hřídele.....	44
13	Kontrola pracovní frekvence soustavy .....	45
14	Kontrola hnané hřídele.....	46
14.1	Statická kontrola hřídele.....	49
14.2	Dynamická kontrola hřídele.....	50
15	Návrh a kontrola pera pod řemenicí .....	52
16	Kontrola životnosti ložisek .....	53
17	Kontrola šroubových spojů.....	55
17.1	Šroubový spoj mezi bočnicí a nosníkem .....	55
17.2	Šroubový spoj mezi bočnicí a úchytem pružin .....	57
18	Kontrola čepů.....	59
18.1	Čep hruboroštu.....	59
18.2	Dolní čep aktuátoru .....	60
18.3	Porovnání výsledků napětí v dolním čepu s MKP analýzou.....	61
18.4	Kontrola horního čepu aktuátoru.....	63
19	Kontrola prutu hruboroštu .....	64
20	Závěr .....	65
21	Seznam použité literatury .....	67
22	Seznam příloh .....	69

## Seznam použitých značek a symbolů

$a; a_h; a_{pr}; a_H$	Vzdálenost	[mm]; [m]
$a_1$	Součinitel spolehlivosti	[–]
$a_{SKF}$	Součinitel SKF	[–]
$b$	Šířka pera	[mm]
$b_h; b_p; b_{pr}; b_H; b_1; b_2; b_H; b_I; b_{II}$	Vzdálenost	[mm]; [m]
$c_h; c_H$	Vzdálenost	[mm]; [m]
$d$	Vnitřní průměr ložiska	[mm]
$d_2$	Střední průměr závitu	[mm]
$d_3$	Malý průměr závitu	[mm]
$d_{\check{c}a}; d_{\check{c}h}; d_{\check{c}1}; d_{\check{c}2}; d_{\check{c}3}; d_{\check{c}4}$	Průměr čepu	[mm]
$d_{stř}; d_F; d_G; d_H$	Průměr hřídele	[mm]
$d_m$	Střední průměr ložiska	[mm]
$d_M$	Průměr hřídele motoru	[mm]
$d_p$	Průměr drátu pružiny	[mm]
$e$	Eulerovo číslo	[–]
$e_h; e_H$	Vzdálenost	[mm]; [m]
$f$	Součinitel vláknového tření	[–]
$f_H$	Vzdálenost	[mm]
$f_K$	Součinitel tření v klínové drážce	[–]
$f_0$	Ohybová frekvence	[s <sup>-1</sup> ]
$f_{0D}$	Dovolená ohybová frekvence	[s <sup>-1</sup> ]
$f_S$	Součinitel smykového tření	[–]
$f_{S0}$	Součinitel suchého smykového tření	[–]
$f_{SZ}$	Součinitel smykového tření na závitu	[–]
$g$	Tíhové zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$g_h; g_H$	Vzdálenost	[mm]
$h_{ns}; h_p; h_{pr}; h_H$	Vzdálenost	[mm]
$i$	Převodový poměr	[–]
$i_H$	Vzdálenost	[mm]
$i_{SK}$	Skutečný převodový poměr	[–]
$k$	Počet kol	[ks]



$k_{d\sigma}; k_{d\sigma DD}$	Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu	[–]
$k_{s\tau}; k_{s\tau DD}$	Součinitel dynamické bezpečnosti ve smyku	[–]
$k_b$	Bezpečnost proti prokluzu spojovaných součástí	[–]
$k_C$	Celková tuhost pružného uložení	[N/m]
$k_H$	Vzdálenost	[mm]
$k_p$	Bezpečnost proti prokluzu řemene	[–]
$k_{pr}$	Tuhost pružiny	[N/m]
$k_s; k_{so}; k_{s1}; k_{sDD}; k_{sFF};$ $k_{sII}; k_{s\tau}$	Součinitel statické bezpečnosti	[–]
$k_v; k_{vDD}; k_{vFF}$	Výsledná dynamická bezpečnost	[–]
$l_a; l_{ad}; l_{ah}; l_h; l_p; l_H; l_1; l_2;$ $l_3; l_4; l_5; l_7; l_8$	Vzdálenost	[mm]; [m]
$l_M$	Délka výstupní hřídele	[mm]
$l_{\check{r}}$	Kontrolovaná délka	[mm]
$m_1$	Hmotnost excentrické hřídele	[kg]
$m_{1m}$	Hmotnost 1m řemene	[kg]
$m_2$	Hmotnost přídavného závaží	[kg]
$m_C$	Hmotnost zatížené třídící jednotky	[kg]
$m_h$	Hmotnost hruboroštu	[kg]
$m_M$	Hmotnost motoru	[kg]
$m_s$	Celková hmotnost síta	[kg]
$m_{t\check{r}}$	Hmotnost třídící jednotky	[kg]
$m_{ns}; m_p; m_{zh}$	Hmotnost zatěžující hmoty	[kg]
$m_z$	Hmotnost materiálu	[kg]
$n$	Počet činných závitů	[ks]
$n_H$	Otáčky hřídele	[min <sup>-1</sup> ]
$n_M$	Otáčky motoru	[min <sup>-1</sup> ]
$n_Z$	Zadané otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$p$	Napětí v tlaku	[MPa]
$p_{DOV}$	Dovolený tlak	[MPa]

$p_s$	Exponent rovnice základní trvanlivosti ložiska	[–]
$q_p; q_{zh}$	Plošné zatížení	[N/m]
$r$	Poloměr vibrací	[mm]
$s$	Pružný skluz	
$s_n$	Maximální stlačení pružiny	[mm]
$t$	Hloubka drážky v hřídeli	[mm]
$t_1$	Hloubka drážky v náboji	[mm]
$v_1$	Obvodová rychlost hnací řemenice	[m/s]
$v_{1MAX}$	Maximální rychlost hnací řemenice	[m/s]
$x$	Osa x	[–]
$x_{1u}$	Počet pružin v jenom úchytu	[ks]
$x_p$	Celkový počet pružin	[ks]
$y$	Osa y	[–]
$y_p$	Průhyb prutu	[mm]
$A$	Osová vzdálenost	[mm]
$\sqrt{A}$	Neuberova konstanta	[mm <sup>-0,5</sup> ]
$A_{MAX}$	Maximální osová vzdálenost	[mm]
$A_{MIN}$	Minimální osová vzdálenost	[mm]
$A_o$	Světlost síta	[%]
$A_{SK}$	Skutečná osová vzdálenost	[mm]
$A_v$	Vypočtená amplituda	[mm]
$A_z$	Zadaná amplituda	[mm]
$B$	Šířka ložiska	[mm]
$C$	Dynamická únosnost	[kN]
$C_0$	Statická únosnost	[kN]
$C_k$	Součinitel počtu řemenů	[–]
$C_L$	Součinitel vlivu délky řemen	[–]
$C_p$	Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu řemene	[–]
$C_\alpha$	Součinitel vlivu úhlu opásání	[–]
$D$	Vnější průměr ložiska	[mm]
$D_{1MAX}$	Maximální průměr hnací řemenice	[mm]

$D_d$	Průměr čepu	[mm]
$D_e$	Vnější průměr pružiny	[mm]
$D_{MIN}$	Minimální výpočtový průměr řemenice	[mm]
$D_s$	Střední průměr pružiny	[mm]
$D_1$	Normalizovaný výpočtový průměr řemenice	[mm]
$D_2$	Průměr hnané řemenice	[mm]
$E$	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
$F$	Přenášená obvodová síla	[N]
$F_1; F_2$	Základní tah	[N]
$F_C$	Tahová složka působící v řemenu	[N]
$F_M; F_{MII}$	Přídavná tahová síla od naklopení součásti	[N]
$F_n$	Maximální síla vyvinutá pružinou	[N]
$F_N$	Tahová síla ve šroubu	[N]
$F_O$	Potřebné předpětí řemene	[N]
$F_{O1}; F_{OII}$	Výsledná tahová síla ve šroubu	[N]
$F_{od1}; F_{od2}$	Odstředivá síla	[N]
$F_p$	Zatěžující síla z hlediska tlaku	[N]
$F_{p1}$	Síla v jedné pružině	[N]
$F_{ns}; F_{pr}$	Zatěžující síla	[N]
$F_R$	Radiální síla od řemenového převodu	[N]
$F_s$	Zatěžující síla z hlediska smyku	[N]
$F_S$	Síla působící na síto	[N]
$F_V$	Výsledná tahová síla	[N]
$G_g$	Násobek tíhové síly	[–]
$G_h$	Síla od hmotnosti součásti	[N]
$K$	Celkový počet řemenů	[ks]
$L_{10}$	Základní trvanlivost ložiska	[mil. ot.]
$L_{10h}$	Základní trvanlivost ložiska v hodinách	[hod.]
$L_{10m}$	Trvanlivost ložiska dle SKF	[mil. ot.]
$L_{10mh}$	Trvanlivost ložiska dle SKF v hodinách	[hod.]
$L_n$	Délka plně stlačené pružiny	[mm]
$L_o$	Volná délka pružiny	[mm]

$L_p$	Výpočtová délka řemene	[mm]
$L'_p$	Předběžná geometrická délka řemene	[mm]
$L_1; L_2; L_4$	Vzdálenost	[mm]
$M_A$	Moment k bodu A	[N · m]
$M_H$	Krouticí moment na hřídeli	[N · m]
$M_M$	Jmenovitý moment motoru	[N · m]
$M_{oDD}; M_{dEE}; M_{oFF}; M_{oGG}; M_{oHH};$ $M_R; M_{oI}; M_{oII}; M_{oIII}; M_{oIV}$	Ohybový moment	[N · mm]
$M_T$	Třecí moment	[N · mm]
$N_M$	Přípustné radiální zatížení hřídele motoru	[N]
$N_o$	Ideální jmenovitý výkon na jeden řemen	[kW]
$N_p$	Skutečný výkon přenášený jedním řemenem	[kW]
$P$	Ekvivalentní zatížení	[kN]
$P_h$	Stoupání závitu	[mm]
$P_M$	Jmenovitý výkon motoru	[W]; [kW]
$P_u$	Mezní únavové zatížení	[kN]
$Q_h$	Síla od spojitého zatížení	[N]
$R$	Poloměr pera	[mm]
$R_A; R_{ah}; R_{Apr}; R_{Axh}; R_{Ayh};$ $R_{\check{c}d}; R_B; R_{Bh}; R_{Bpr}; R_{Bxh}; R_{Byh}$	Reakce	[N]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$R_m$	Mez pevnosti	[MPa]
$R_1$	Poloměr těžiště hřídele	[mm]
$R_2$	Poloměr těžiště závaží	[mm]
$S$	Průřez	[m <sup>2</sup> ]
$S_s$	Plocha síta	[m <sup>2</sup> ]
$T$	Rozteč	[mm]
$V_{zh}$	Objem zatěžující zeminy	[m <sup>3</sup> ]
$W_k$	Průřezový modul v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_o; W_{oDD}; W_{oI}; W_{oII};$ $W_{oIII}; W_{oIV}$	Průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$\alpha$	Úhel opásání řemen	[°]

$\hat{\alpha}$	Úhel opásání hnací řemenice	[rad]
$\alpha_p$	Úhel profilu	[°]
$\alpha_d$	Úhel drážky řemene	[°]
$\alpha_z$	Sypný úhel	[°]
$\alpha_\sigma; \alpha_{\sigma DD}$	Tvarový součinitel pro ohyb	[—]
$\alpha_\tau; \alpha_{\tau DD}$	Tvarový součinitel pro krut	[—]
$\beta; \beta_{DD}$	Vrubový součinitel	[—]
$\beta_h$	Úhel sklonu aktuátoru	[°]
$\gamma$	Doplňkový úhel	[°]
$\Delta i$	Tolerance převodového poměru	[%]
$\varepsilon_v; \varepsilon_{vDD}$	Součinitel velikosti	[—]
$\eta_c$	Součinitel znečištění maziva	[—]
$\eta_p; \eta_{pDD}$	Součinitel jakosti povrchu	[—]
$\kappa$	Viskózní poměr	[—]
$\nu$	Kinematická viskozita maziva	[mm <sup>2</sup> /s]
$\nu_1$	Minimální kinematická viskozita maziva	[mm <sup>2</sup> /s]
$\pi p_i$	Ludolfovo číslo	[—]
$\rho_{DD}$	Poloměr vrubu	[mm]
$\rho_{zp}$	Objemová hmotnost soudržné zeminy	[kg · m <sup>-3</sup> ]
$\rho_{zz}$	Objemová hmotnost zeminy s organickou příměsí	[kg · m <sup>-3</sup> ]
$\sigma_{ao}; \sigma_{aoDD}$	Amplituda napětí	[MPa]
$\sigma_{Co}$	Mez únavy v ohybu	[MPa]
$\sigma_{Co}^x; \sigma_{CoDD}^x$	Mez únavy skutečné součásti	[MPa]
$\sigma_o; \sigma_{oDD}; \sigma_{oI}; \sigma_{oII}; \sigma_{oIII}; \sigma_{oIV}$	Ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{RED}; \sigma_{RED DD}; \sigma_{RED1}; \sigma_{REDII}$	Redukované napětí	[MPa]
$\sigma_{t1}; \sigma_{tII}$	Tahové napětí ve šroubu	[MPa]
$\tau_{DOV}$	Dovolené napětí ve smyku	[MPa]
$\tau_{kDOV}$	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
$\tau_{k1}; \tau_{kII}$	Smykové napětí ve šroubu	[MPa]
$\tau; \tau_{sDD}$	Smykové napětí	[MPa]
$\varphi$	Wahlův korekční součinitel	[—]
$\varphi'$	Redukovaný třecí úhel	[°]

$\psi$	Úhel stoupání závitu	[°]
$\omega$	Pracovní frekvence stroje	[s <sup>-1</sup> ]
$\omega_0$	Vlastní frekvence stroje	[s <sup>-1</sup> ]

# 1 Úvod

Strojů určených k třídění sypkých materiálů se v současné době na trhu vyskytuje nepřehledné množství. Což je způsobeno jejich variabilním uplatněním napříč různými obory, jako jsou stavebnictví, těžba hornin, zemědělství, potravinářství, atd.

Diplomová práce se zabývá návrhem a konstrukčním řešením stroje na třídění zeminy. Třídící jednotka je vybavena sítím o rozměrech 800 x 2 000 mm. Požadovaná velikost frakce zeminy na výstupu ze stroje je 0 až 10 mm. Rám stroje obsahuje násypku s výklopným hruboroštem, který zde slouží k zamezení poškození síta velkými kusy zeminy či kameny. Primárním zdrojem energie pro pohon třídícího je elektrická energie.

## 1.1 Cíle diplomové práce

Na základě splnění zadání diplomové práce, byly stanoveny tyto dílčí cíle:

- Rešerše strojů určených k třídění zeminy.
- Seznámení se s technologií třídění.
- Analýza možných způsobů konstrukčního řešení.
- Návrh a popis konstrukčního řešení podložený nezbytnými výpočty.
- Zhotovit výkresovou dokumentaci obsahující výkres sestavy stroje a výrobní výkresu čepu.



*Obr. 1 Výsledná podoba navrženého stroje*

## 2 Základní údaje o tříděném materiálu

Tříděný materiál: **zemina**

Objemová hmotnost *soudržné zeminy - pevné až tuhé*:  $\rho_{zp} = 2\,100 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  [10]

Objemová hmotnost *zeminy s organickou příměsí - zavlhlé*:  $\rho_{zz} = 1\,500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  [10]

Sypný úhel zeminy:  $\alpha_z = 30^\circ \div 45^\circ \Rightarrow \text{volím } \alpha_z = 40^\circ$  [11]

### 2.1 Experimentální zjištění minimálního úhlu skluzu

Pro zajištění správné funkce skluzu, po kterém bude přepravován materiál z násypky do třídící jednotky bylo nutné stanovit minimální úhel sklonu skluzu. Této hodnoty bylo docíleno pomocí experimentu, kdy byly použity dva vzorky zeminy. Jeden vzorek reprezentoval zeminu soudržnou (jílovitou) obr. 2 a druhý zeminu s organickou příměsí obr. 3.



Obr. 2 Soudržná zemina

Obr. 3 Zemina s organickou příměsí

Skluz byl nahrazen ocelovým plechem a k odečtení úhlu byl použit digitální úhloměr. Postup měření spočíval v přidržení plechu na jednom rameni úhloměru. Následně se na horní část plechu umístil testovaný vzorek zeminy a postupně se začal plech naklánět. V okamžiku, kdy se zemina z horního konce plechu přesunula na dolní konec se naklánění plechu ukončilo a odečetla se hodnota na úhloměru.

První část experimentu probíhala se vzorky zemin zavlhlými, kdy minimální hodnota úhlu u obou vzorků byla  $28^\circ$ , (viz obr. 4).

Pro druhou část experimentu byly použity zeminy vlhké, postup měření byl stejný, naměřená minimální hodnota byla  $34^\circ$ , (viz obr. 5).





*Obr. 4 Měření úhlu pro soudržnou zeminu zavlhlou*



*Obr. 5 Měření úhlu pro soudržnou zeminu vlhkou*

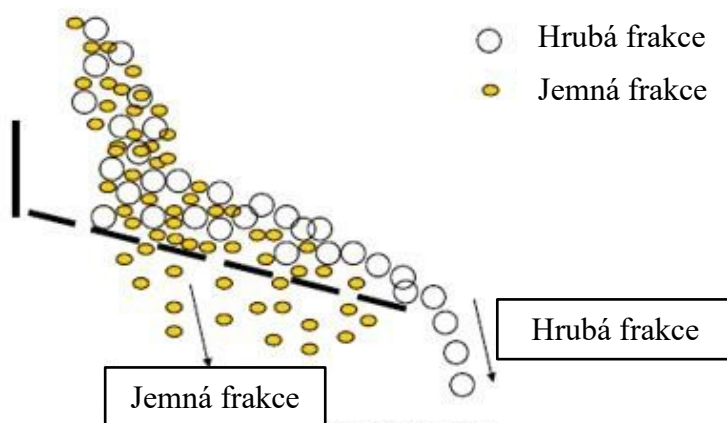
Z experimentu lze usuzovat, že druh zeminý nemá velký vliv na potřebný úhel sklonu skluzu. Mnohem významnějším kritériem je množství vody obsažené v dané zemině.

### 3 Třídíče zeminy

Jedná se o stroje určené k roztrídění zeminy dle velikosti zrn, označovaných jako frakce. Nejdůležitější součástí strojů je síto, které rozděluje vsázku (zeminu) na dvě frakce, nadsítnou (hrubá frakce) a podsítnou (jemná frakce). Množství výstupních frakcí záleží na počtu použitých sít s různě velkými otvory, která jsou zpravidla montována nad sebou.

Princip třídění spočívá v přívodu materiálu na jednom konci síta. V průběhu průchodu materiálu po síte dochází k propadnutí zrn materiálu, která jsou menší než velikost otvorů v síte. Tyto zrna tvoří frakci podsítnou. U zrn, která jsou větší než velikost otvorů a nepropadnou sítem dochází k odchodu materiálu na opačném konci síta a tvoří frakci označovanou jako nadsítná. Pohyb materiálu je způsoben pohybem síta, který je zajištěn pomocí rotace (obr. 7) nebo vibracemi síta (obr. 8).

Třídíče slouží k dělení materiálu o velikosti zrn od 300 mm do 45  $\mu\text{m}$ . [5]



Obr. 6 Princip třídění materiálu [5]



Obr. 7 Rotační bubnový třídíč [12]

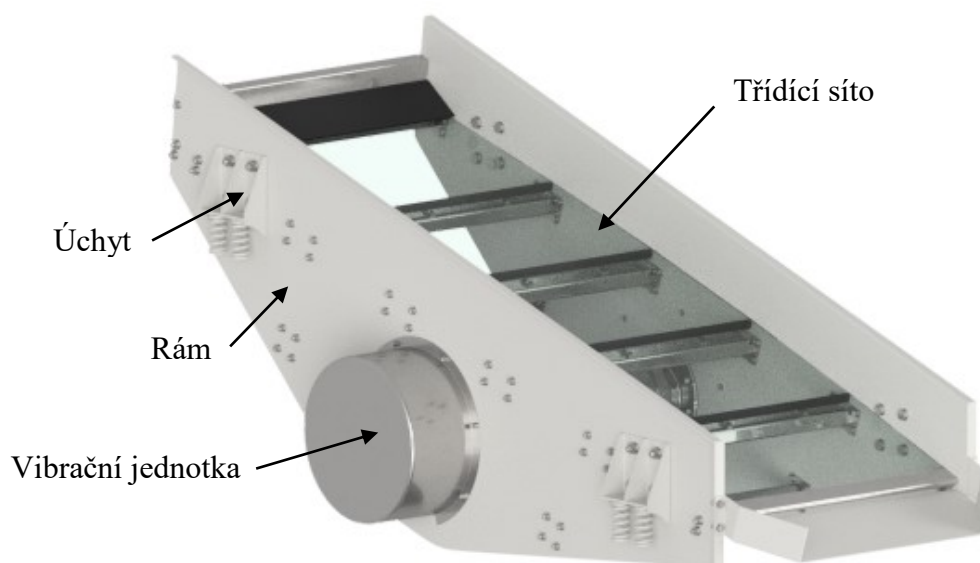


Obr. 8 Vibrační třídíč E12 [13]

Pro vlastní návrh třídíče zeminy, dle konzultace s vedoucím práce a na základě zadaných parametrů, se dále budu zabývat pouze vibračními třídíči.

## 4 Vibrační třídící jednotka

Vibrační třídič, jak již bylo zmíněno výše, funguje na principu vibrací síta, pomocí kterých dochází k pohybu materiálu po síti. Třídící jednotka se skládá z rámu (těla) pro uchycení síta, úchytů s pružinami, třídícího síta, vibrační jednotky a pohonné jednotky, obvykle elektromotoru. Obrázek 9 ukazuje komponenty typické vibrační jednotky určené k třídění sypkých materiálů.



*Obr. 9 Základní komponenty navržené vibrační třídící jednotky*

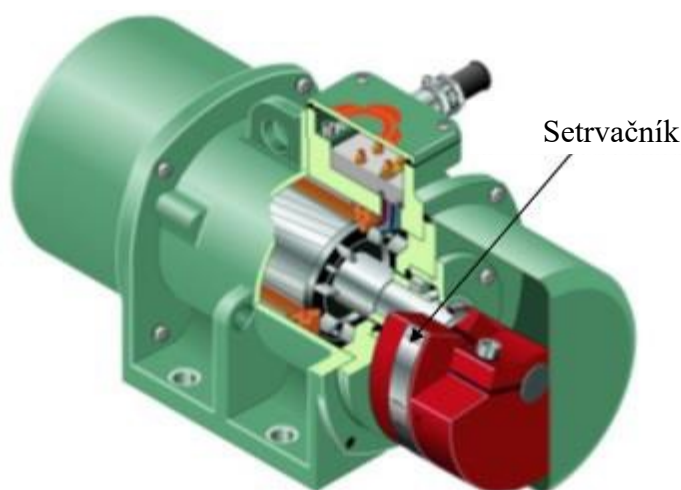
Boční desky stroje, které tvoří tělo jednotky, jsou navzájem spojeny příčnými nosníky, které jsou konstruovány z profilových ocelí. Středové nosníky slouží k podpěře síta a krajní nosníky zároveň umožňují napínání síta. Boční desky a nosníky mohou být chráněny před otěrem, přeplátováním otěruvzdorným materiálem. Většina součástí jsou navzájem spojeny pomocí šroubových spojů.

Vlivem vibrací třídícího síta dochází k pohybu materiálu, konkrétně zvednutí velkých částic a uvolnění otvorů v síti, pro možnost propadnutí menším částicím. Vibrace zároveň míchají materiál a snižují vnitřní tření v materiálu. Správný typ vibrací způsobuje rozvrstvení přiváděného materiálu, což umožňuje jemným částicím propadnout přes vrstvu hrubších částic na povrch síta. Zároveň způsobují, že větší částice stoupají na vrchol. V důsledku toho zůstávají větší částice na sítu a menší částice procházejí otvory v síti. [5]

## 5 Pohon třídící jednotky

Ze zadání vyplývá, že pohon třídiče bude zajištěn elektromotorem. Elektromotory, které indukují vibrace jsou známy jako vibrační motory či vibromotory. Tyto motory jsou založeny na principu mechanického kmitání. Nejčastěji se používají pro pohon vibračních strojů, jako jsou vibrační dopravníky, podavače, třídiče atd.

Obrázek 10 znázorňuje konstrukci vibračního elektromotoru. Pro vytvoření odstředivé síly jsou na koncích hřídele elektromotoru na obou stranách uchyceny setrvačníky (závaží). Nevyvážená závaží na hnací hřídeli vytvářejí oscilační sílu, která působí na pracovní zařízení (např. vibrační třídící jednotku) v definovaném směru, čímž dochází ke kmitání stroje. [5]



*Obr. 10 Vibrační elektromotor [5]*

Stejného efektu jako u vibromotoru lze docílit excentrickou hřídelí poháněnou elektromotorem přes řemenový převod nebo s použitím pružné spojky. Z porovnání excentrické hřídele s vibromotorem vychází výhodněji excentrická hřídel. Nevýhodou vibromotorů jsou vyšší pořizovací náklady a nižší spolehlivost s čímž je spojena i kratší životnost.

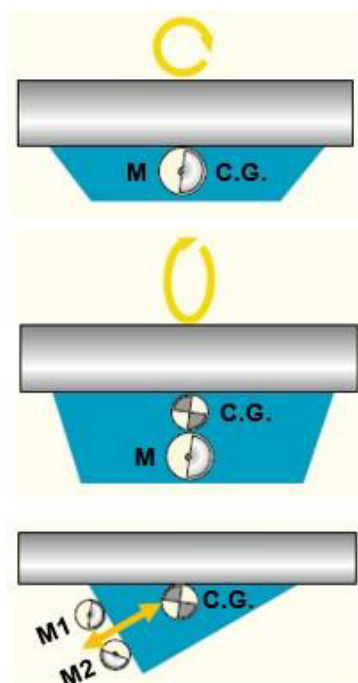
Na základě těchto poznatků volím excentrickou hřídel poháněnou elektromotorem prostřednictvím řemenového převodu.



*Obr.11 Navržená excentrická hřídel*

## 5.1 Volba polohy pohonu

Volbou správné polohy pohonu vůči těžišti třídící jednotky, lze docílit tří pohybů. Umístěním pohonu do těžiště se docílí rotačního pohybu. Posunutím pohonu nad či pod těžiště třídící jednotky je generován eliptický pohyb. Poslední varianta spočívá v použití dvou pohonů s opačným smyslem otáčení. Tyto pohony se umísťují též mimo těžiště, výsledný pohyb je lineární (přímočarý). Všechny tyto výše popsané pohyby jsou graficky znázorněny na obrázku 12.



Jeden motor umístěný v těžišti vytváří kruhový pohyb.

Jeden motor umístěný mimo těžiště vytváří eliptický pohyb.

Pro lineární pohyb jsou zapotřebí dva protiběžné motory.

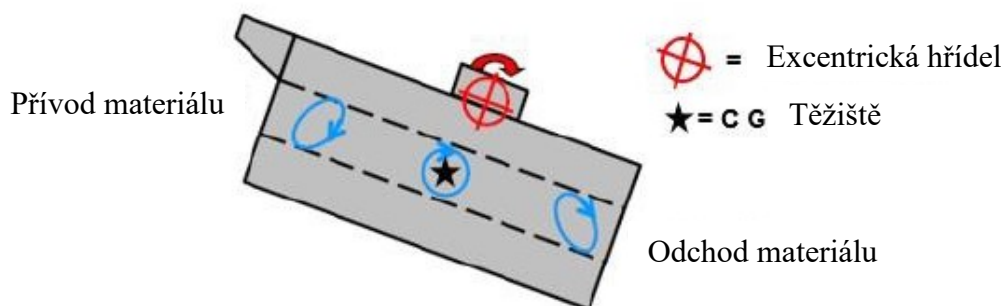
*Obr. 12 Typy pohybů [5]*



Dva pohony se používají pro dopravování materiálu ve vodorovném směru a pro zhutňování materiálu. Použití jednoho pohonu v těžišti či mimo těžiště vyžaduje naklonění dopravní plochy (síta). Tento fakt je výhodou u třídíčů, poněvadž pohybu materiálu po síti napomáhá gravitace a snižuje se možnost ucpávání otvorů v síti.

Z podrobnějšího rozboru varianty s umístěním jednoho pohonu mimo těžiště vyplývá, že pohyb není ve všech místech třídící jednotky eliptický, ale ve středu se mění na kruhový. Dopředný eliptický pohyb způsobuje na přírodním konci síta rychlejší pohyb materiálu. Tento pohyb usnadňuje menším částicím propadnout otvory v síti a zároveň možnost rychlejšího plnění síta. Obecně platí, že jemné částice by měly propadnout v první třetině síta. Ve střední části se pohyb postupně mění na kruhový, což zapříčiňuje zpomalení pohybu materiálu. Na opačném konci, kde dochází k odchodu materiálu ze síta se pohyb opět zpomaluje účinkem zpětného eliptického pohybu. Tím dochází ke zvýšení pravděpodobnosti propadnutí zrna materiálu otvorem v síti. Tento jev je graficky vyobrazen na obrázku 13. [5]

Na základě výše zmíněných faktů o poloze pohonu vůči těžišti třídící jednotky a průzkumu trhu s třídíči na zeminu, jsem zvolil umístění pohonu pod těžiště třídící jednotky. Z čehož vyplývá, že výsledný pohyb odpovídá eliptickému pohybu.



Obr. 13 Generovaný pohyb v závislosti polohy pohonu a těžiště [5]

## 5.2 Provozní parametry třídící jednotky

Konkrétní hodnoty týkající se provozních parametrů pro třídící jednotky se skloněným sítem, jako je amplituda vibrací, násobek tíhové síly, otáčky nevyvážek, či úhel sklonu síta jsem zvolil dle níže uvedené tabulky 1. Rozhodujícím kritériem pro volbu parametrů byla velikost otvorů síta, která vyplývá ze zadané maximální velikosti frakce 10 mm. Dalším kritériem pro výběr byla hodnota doporučeného násobku tíhového zrychlení, který se u třídících jednotek se skloněným sítem pohybuje v rozmezí  $3,3 \div 4$ , dle literatury [5].

Tab. 1 Parametry třídiče se skloněným sítím [5]

Inclined Screens (VSMA)														
Stroke, Speed and Slope Selection														
For dry 100 lbs per cubic foot material and shaft rotating with the flow.														
Stroke (in)	Speed (rpm)	G-force	Top Deck Opening											Slope Range (Degree)
			35 Mesh to 50 Mesh	20 Mesh to 35 Mesh	10 Mesh to 20 Mesh	4 Mesh to 10 Mesh	4 Mesh to 1/2"	1/2" to 1"	1" to 2"	2" to 3"	3" to 4"	4" to 6"	6" to 8"	Above 8"
0.03	3500	5.2												24-30
0.05	2600	4.8												24-30
1/16	2100	3.9												22-28
3/32	1800	4.3												22-26
1/8	1600	4.5												22-26
3/16	1400	5.2												20-25
1/4	1000	3.6												18-25
5/16	900	3.6												18-25
3/8	850	3.8												18-25
7/16	750	3.5												18-25
1/2	700	3.5												18-25

Preferred

Acceptable

### Zvolené parametry třídiče

Amplituda:  $A_z = 6,35 \text{ mm}$

Otáčky:  $n_z = 1\,000 \text{ min}^{-1}$

Násobek tíhové zrychlení:  $G_g = 3,6$

Úhel sklonu síta:  $18^\circ \div 25^\circ \Rightarrow \text{volím } 18^\circ$

## 5.3 Volba elektromotoru

Velikost vibrací musí být dostatečná, aby se předešlo ucpání a zaslepení otvorů v síti. Nadměrná intenzita vibrací však způsobí, že se částice odrazí od povrchu síta a budou hozeny tak daleko, že se na povrchu síta zdrží krátkou dobu, čímž může docházet k nedokonalému třídění. Vyšší rychlosti vibrací mohou být obecně použity s vyššími rychlostmi posuvu, protože hlubší lože materiálu má tzv. "odpružený" efekt, který brání odrazu částic. [5]

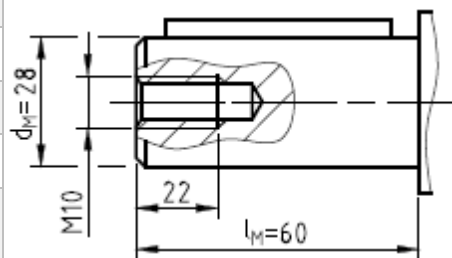
Parametry elektromotoru pro pohon excentrické hřídele volím, dle průzkumu trhu na základě třídičů obdobných rozměrů.

### Zvolený typ motoru

Trojfázový asynchronní motor nakrátko od firmy Siemens 1LA7 106-4AA10-ZA11

Tab.2 Parametry zvoleného elektromotoru [6]

Jmenovitý výkon motoru	$P_M = 2,2 \text{ kW}$
Otáčky motoru	$n_M = 1\,420 \text{ min}^{-1}$
Jmenovitý moment motoru	$M_M = 14,8 \text{ N} \cdot \text{m}$
Velikost motoru	100L
Hmotnost motoru	$m_M = 21,5 \text{ kg}$
Přípustné radiální zatížení hřídele motoru	$N_M = 1\,060 \text{ N}$
Průměr výstupní hřídele motoru	$d_M = 28 \text{ mm}$
Délka výstupní hřídele	$l_M = 60 \text{ mm}$
Velikost vnitřního závitu na hřídeli motoru	M10x22



Obr. 14 Hřídel elektromotoru

## 5.4 Napínání řemene pohonu

Jak již bylo zmíněno v předchozím textu, pro pohon byla zvolena excentrická hřídel poháněná elektromotorem prostřednictvím řemenového převodu. Konkrétně se jedná o klínový řemen, který vyžaduje pro správnou funkci konstantní předpětí. K přenosu výkonu dochází prostřednictvím tření mezi boky řemene a boky drážky v řemenici.

U vibračních strojů může docházet vlivem kmitání ke ztrátě předpětí v převodu. K zamezení ztráty předpětí mohou být použity pružné napínací kladky, či pružná napínací základna. Výhodou takové základny je možnost nasazení/sejmutí řemene a napnutí, popřípadě dopnutí řemene, bez nutné demontáže motoru. V neposlední řadě zajišťují stabilní předpětí pomocí pružných segmentů.

Na základě těchto faktů, velikosti motoru 100L a přenášeném výkonu  $P_M = 2,2 \text{ kW}$ , volím pružnou napínací základnu **ROSTA MB27x100**.



Obr. 15 Pružná napínací základna ROSTA MB27x120 [14]

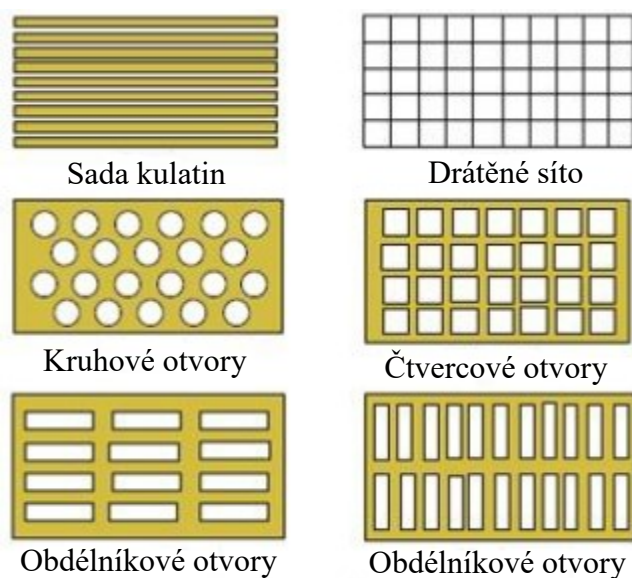


## 6 Volba síta

Síto je vyměnitelná součást, která třídí materiál do dvou nebo více frakcí v závislosti na velikosti zrn materiálu. Výběr správného typu síta je klíčový pro zajištění správné funkce třídění a maximální efektivity. Tvar otvorů, podíl otevřené plochy a materiálové vlastnosti jsou důležité parametry pro výkon třídící jednotky. Síto si lze představit jako rovinnou součást s mnohonásobně menší tloušťkou než délkou. Na povrchu má mnoho otvorů, obvykle stejných rozměrů. Částice materiálu umístěné na povrch síta buď projdou skrz otvory, nebo zůstanou ležet na povrchu podle toho, zda jsou menší nebo větší než rozměry otvorů. Účinnost prosévání je dána stupněm dokonalosti separace materiálu a množstvím zrn jejichž velikost je větší či menší než velikost otvorů v síti. [5]

Síta jsou obvykle vyrobená z drátu (tkaného drátěného pletiva), děrovaného plechu, sady kulatin, gumy nebo polyuretanu, druh materiálu záleží na pracovním médiu a prostředí. Některé tyto typy jsou vyobrazeny na obrázku 16.

Drátěná síta patří mezi nejlevnější varianty sít a vyznačují se nízkou hmotností a velkou světlostí. Vysoká světlost umožňuje použití síta menších rozměrů oproti jiným typům sít při zachování stejného třídícího výkonu. S narůstající tloušťkou drátu se zvyšuje pevnost síta, ale zároveň dochází k zmenšení podílu otevřené plochy síta, světlosti. Drátěná síta mohou být vyrobená z jakéhokoli materiálu ze kterého lze vyrobit drát a následně technologicky zpracovat tkaním na síto. [5]

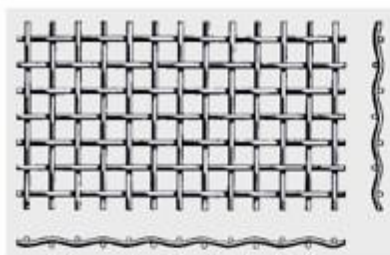


Obr. 16 Varianty sít [5]

## 6.1 Volba konkrétního typu síta

Z výše zmíněných údajů, průzkumu trhu s třídíči zeminy a v poslední řadě dle zadaných parametrů (rozměr síta  $800 \times 2\,000$  mm a frakce  $0 \div 10$  mm), volím drátěné síto. Konkrétně síto od firmy HEIN, LEHMANN s čtvercovými otvory  $10 \times 10$  mm a průměrem drátu 3 mm v provedení A dle normy ISO 4783/3.

Provedení síta je závislé na průměru drátu, z kterého je vyrobeno. Typ A se používá pro malé otvory a vyznačuje se univerzálním použitím.



Typ A: Dvojitý krep

Obr. 17 Provedení síta A dle ISO 4783/3 [5]

Tab.3 Parametry zvoleného síta [7]

Materiál síta	<i>pružinová ocel DIN 17223 A</i>
Pevnost síta	$R_m = 2\,100 \text{ N/mm}^2$
Světlost síta	$A_o = 59 \%$
Celková hmotnost síta	$m_s = 19,6 \text{ kg}$

### Maximální plošné zatížení síta

Maximální plošné zatížení vychází z maximální velikosti otvoru 10 mm, pro správnou funkci třídíče by na začátku síta v místě přívodu materiálu neměla výška průřezu materiálu překročit desetinásobek velikosti oka. A zároveň by mělo platit, že výška průřezu materiálu na konci síta by neměla překročit čtyřnásobek velikosti oka síta. Minimální výška průřezu materiálu na síti by neměla klesnout pod velikost jednoho oka. V takovém případě by mohlo docházet k nadměrnému odražení materiálu a tím ke snížení účinnosti třídění. Toto doporučení vyplývá z literatury [5].

Na základě výše zmíněného doporučení a zadané velikosti síta  $800 \times 2\,000$  mm byla provedena kontrola z hlediska pevnosti síta. Pro kontrolu bylo uvažováno se zeminou soudržnou vlhkou a maximální výškou profilu materiálu 100 mm.

### Síla působící na síto od hmotnosti materiálu

$$\text{Plocha síta} \Rightarrow S_s = 0,8 \cdot 2 = 1,6 \text{ m}^2$$

$$\text{Hmotnost materiálu} \Rightarrow m_z = S_s \cdot 0,1 \cdot \rho_{zp} = 1,6 \cdot 0,1 \cdot 2\,100 = 336 \text{ kg}$$

$$\text{Tíhové zrychlení} \Rightarrow g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_s = G_g \cdot g \cdot m_z = 3,6 \cdot 9,81 \cdot 336 = 11\,866,2 \text{ N} \quad (1)$$

### Zatížení na jednotku plochy síta

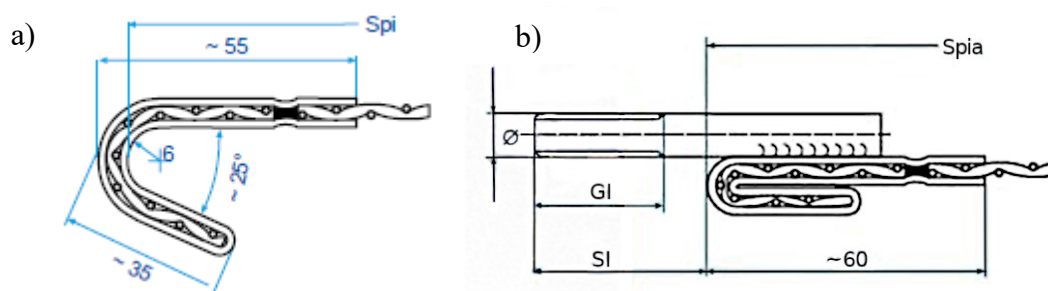
$$\frac{F_s}{S_s} = \frac{11\,866,2}{1,6} = 7\,416,4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 0,74 \cdot 10^{-2} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (2)$$

$$\frac{F_s}{S_s} \leq R_m \Rightarrow 0,74 \cdot 10^{-2} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 2\,100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3)$$

## 6.2 Napínání síta

Správné napnutí síta je klíčové pro efektivní třídění materiálu a zabezpečení dlouhé životnosti síta. Vhodné napnutí napomáhá rozvrstvení materiálu po celé šířce síta. Nezbytné je napnutí síta udržovat, aby se zabránilo tzv. „tlumicímu efektu“, kdy by síto působilo jako tlumič vibrací, což by mělo za následek menší rychlost pohybu materiálu. Současně je nutné zamezit ztrátě kontaktu síta s podpěrami. Při ztrátě kontaktu by mohlo docházet k poškození síta a snížení efektivity třídění. [5]

Pro uchycení síta na konci, kde dochází k odchodu materiálu ze síta, volím zahnutý konec síta v plechovém pouzdře, které je zajištěno bodovými svary. Parametry tohoto úchyty jsou vyobrazeny na obrázku 18 a). Na opačné straně síta volím pro zachycení a napnutí opět zahnutý konec síta v plechovém pouzdře zajištěném bodovými svary. Na horní straně tohoto úchyty jsou navařeny čtyři závitové tyče o velikosti M12. Závitové tyče budou přišroubovány ke koncovému nosníku. Ve šroubovém spoji budou pod maticí s podložkou použity tlačné pružiny, které zde budou sloužit pro udržení správného napnutí síta. Provedení tohoto úchyty je vyobrazeno na obrázku 18 b). Varianty úchytů se základními parametry volím dle katalogu firmy HEIN, LEHMANN.



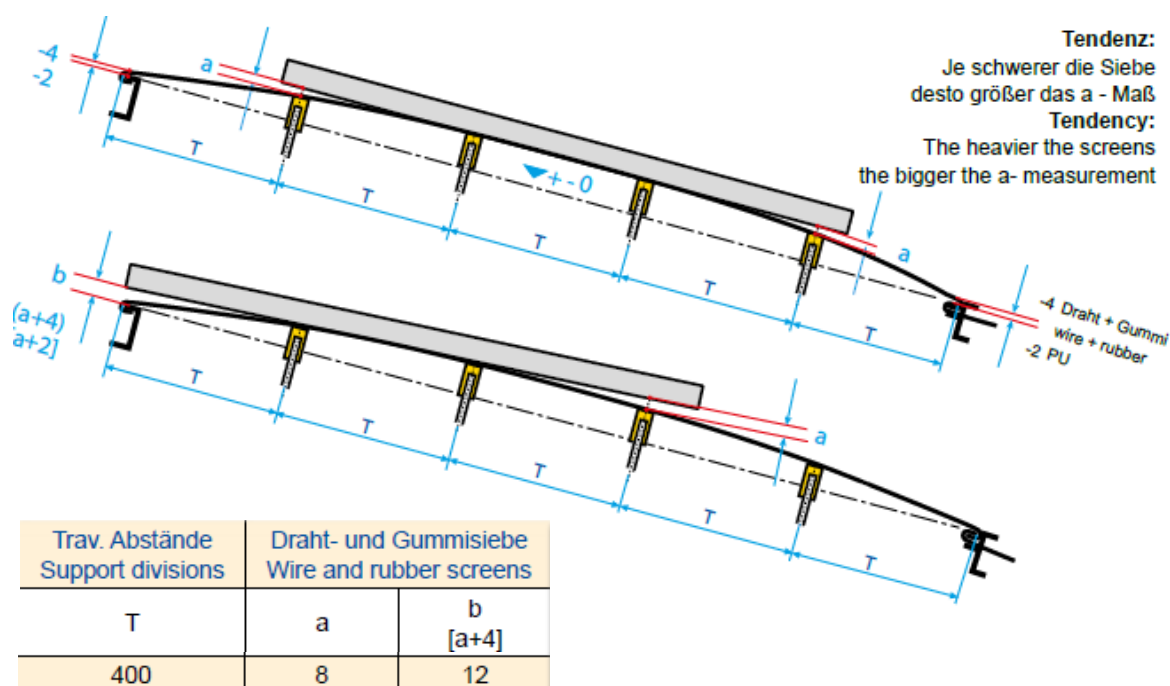
Obr.18 Napínací prvky [7]

### 6.3 Uložení síta

Dále pro zajištění správné funkce síta je nezbytné, aby při zatížení síta materiálem nedocházelo k nadměrnému prověšení. K zabránění tomuto jevu slouží podpěrné tyče, které jsou namontovány na příčných nosnících. Tyče mohou být přichyceny svary nebo přišroubovány.

Pro vlastní konstrukci jsem se rozhodl zvolit přišroubované tyče obdélníkového průřezu z důvodu možnosti použití jiného typu síta. Jiný typ síta, například polyuretanové síto, by vyžadovalo jiný typ podpěr a současně odlišnou vzdálenost podpěr.

Rozteč  $T$  podpěrných tyčí volím dle rozměrů síta 800 x 2 000 mm z katalogu firmy HEIN, LEHMANN.



Obr. 19 Konstrukce uložení síta pro nakloněné třídící jednotky [7]

## 7 Návrh závaží

Pro vybuzení vibrací, dle kapitoly 5, byla zvolena excentrická hřídel. Amplituda kmitání byla stanovena v kapitole 5.2 a to  $A_z = 6,35$  mm. Posléze po vytvoření 3D modelu a zjištění celkové hmotnosti třídící jednotky se zeminou, uvažují zeminu soudržnou vlhkou, jsem excentrickou hřídel doplnil dvěma přídavnými závažími. Závaží jsou umístěna symetricky na obou koncích hřídele. Tyto závaží zde slouží k vyvození dostatečné energie pro vznik vibrací a zároveň umožňují nastavení amplitudy dle druhu a množství zeminy na síť třídící jednotky. Změnu hmotnosti závaží lze provést za klidu stroje a to odejmutím/přidáním válcových segmentů. Hodnoty, které lze nastavit jsou uvedeny v tabulce 4. Nutné je zmínit, že nastavení obou závaží musí být totožné, aby nedocházelo k přídavnému namáhání hřídele, které může mít za následek zničení pohonné jednotky.

### Zadané parametry

Hmotnost excentrické hřídele:  $m_1 = 59,9$  kg

Hmotnost přídavného závaží:  $m_2 = 11,9$  kg (*maximální*)

Hmotnost zatížené třídící jednotky:  $m_c = 561$  kg (*zjištěno pomocí programu Inventor*)

Poloměr těžiště hřídele:  $R_1 = 0,0304$  m

Poloměr těžiště závaží:  $R_2 = 0,0955$  m

Otáčky hřídele:  $n_H = n_Z = 1\,000$  min<sup>-1</sup>

### Podmínka dynamických účinků excentrické hřídele na třídící jednotku

$$m_c \cdot r = m_1 \cdot (R_1 - r) + 2 \cdot m_2 \cdot (R_2 - r) \quad (4)$$

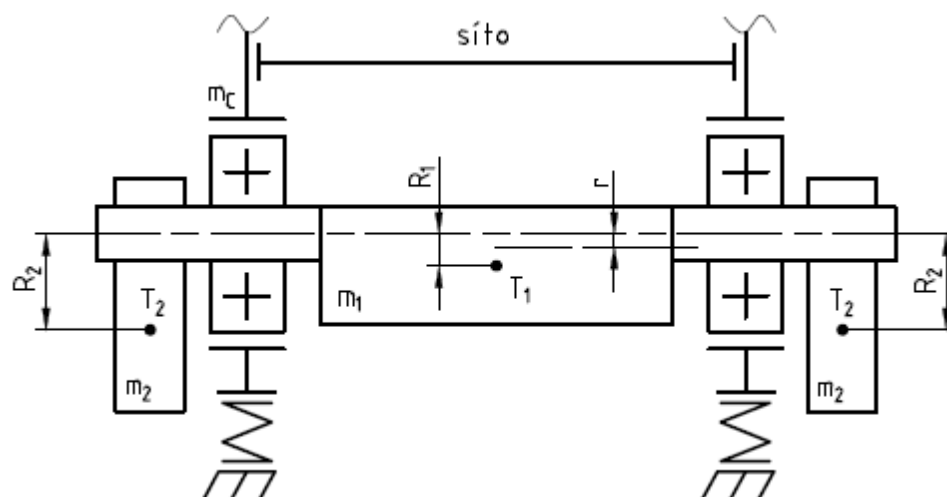
### Amplituda kmitání

Amplituda kmitání odpovídá poloměru vibrací  $r$ , vztah pro výpočet vychází z rovnice (4).

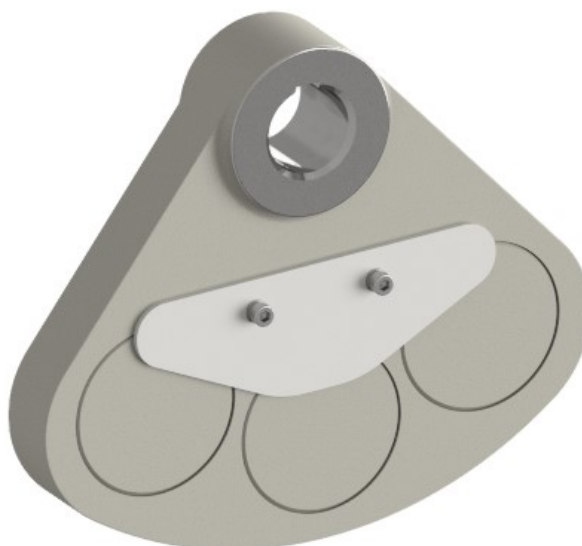
$$A_V = r = \frac{m_1 \cdot R_1 + 2 \cdot m_2 \cdot R_2}{m_1 + 2 \cdot m_2 + m_c} = \frac{59,9 \cdot 0,0304 + 2 \cdot 11,9 \cdot 0,0955}{59,9 + 2 \cdot 11,9 + 561} = 6,35 \text{ mm} \quad (5)$$

$$A_V = A_z \Rightarrow 6,35 \text{ mm} = 6,35 \text{ mm} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6)$$

Vypočtená hodnota vibrací  $A_V$  odpovídá zvolené hodnotě vibrací  $A_z = 6,35$  mm. (viz. kapitola 5.2)



Obr. 20 Výpočtový model excentrické hřídele s přidavným závažím



Obr. 21 Přídavné závaží

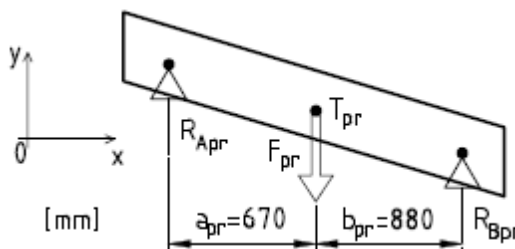
Tab. 4 Možnosti nastavení přídavného závaží

Nastavení závaží	Poloměr těžiště	Hmotnost
Kompletní závaží	$R_2 = 95,5 \text{ mm}$	$m_2 = 11,9 \text{ kg}$
Bez prostředního segmentu s bočními segmenty	$R_2 = 89,7 \text{ mm}$	$m_2 = 10,7 \text{ kg}$
Bez bočních segmentů s prostředním segmentem	$R_2 = 90 \text{ mm}$	$m_2 = 9,5 \text{ kg}$
Bez všech tří segmentů	$R_2 = 81,7 \text{ mm}$	$m_2 = 8,2 \text{ kg}$

## 8 Návrh tlumících pružin

Pro eliminování přenosu dynamických sil z třídící jednotky na rám, potažmo okolí třídiče, je nutné třídící jednotku uložit na pružných elementech. Z tohoto důvodu vyplývá, že pro tuto aplikaci, jsou pružiny s malou tuhostí vhodnější než pružiny s velkou tuhostí. V praxi se často používají například vzduchové měchy, silentbloky, tlumící ramena s pryžovými segmenty, vinuté pružiny, atd. Vhodnost použití záleží na velikosti vibrací, odolnosti vůči chemickým látkám, provozní teplotě a mnoha dalších faktorech.

Pro vlastní návrh volím šroubovité tlačné pružiny z důvodu nízké pořizovací ceny a příznivých provozních vlastností.



Obr. 22 Uložení třídící jednotky

### Zatěžující síla

Pro výpočet zatěžující síly je uvažováno se symetrií třídící jednotky.

$$F_{pr} = \frac{m_c}{2} \cdot g \cdot G_g = \frac{561}{2} \cdot 9,81 \cdot 3,6 = \mathbf{9\,906,1\,kg} \quad (7)$$

### Rovnice rovnováhy

$$\sum F_y: R_{Apr} - F_{pr} + R_{Bpr} = 0 \quad (8)$$

$$\sum M_P: F_{pr} \cdot a_{pr} - R_{Bpr} \cdot (a_{pr} + b_{pr}) = 0 \quad (9)$$

### Reakce

Reakce  $R_{Apr}$  se získá vyjádřením neznámé  $R_{Bpr}$  z rovnice (8) a následným dosazením do rovnice (9).

$$\begin{aligned} R_{Apr} &= \frac{-F_{pr} \cdot a_{pr} + F_{pr} \cdot (a_{pr} + b_{pr})}{(a_{pr} + b_{pr})} = \\ &= \frac{-9\,906,1 \cdot 670 + 9\,906,1 \cdot (670 + 880)}{(670 + 880)} = \mathbf{5\,624,1\,N} \end{aligned} \quad (10)$$

$$R_{Bpr} = F_{pr} - R_{Apr} = 9\,906,1 - 5\,624,1 = \mathbf{4\,282\,N} \quad (11)$$

### Síla v jedné pružině

Počet pružin v jednom úchyty  $\Rightarrow x_{1u} = 2 \text{ ks}$  (celkem 8 ks pružin)

$$F_{p1} = \frac{R_{Apr}}{x_{1u}} = \frac{5\,624,1}{2} = 2\,812,1 \text{ N} \quad (12)$$

### Wahlův korekční součinitel

Střední průměr pružiny volím dle katalogu firmy Hennlich  $\Rightarrow D_s = 40 \text{ mm}$

Průměr drátu pružiny volím dle katalogu firmy Hennlich  $\Rightarrow d_p = 8 \text{ mm}$

$$\varphi = \frac{\frac{D_s}{d_p} + 0,25}{\frac{D_s}{d_p} - 1} + \frac{0,615}{\frac{D_s}{d_p}} = \frac{\frac{40}{8} + 0,25}{\frac{40}{8} - 1} + \frac{0,615}{\frac{40}{8}} = 1,436 \quad (13)$$

### Dovolené napětí v krutu

Materiál pružiny volím dle katalogu firmy Hennlich  $\Rightarrow$  pružinová ocel 1.1200 (Ck65) s mezí pevnosti  $R_m = 1\,850 \text{ MPa}$

$$\tau_{DOV} = 0,5 \cdot R_m = 0,5 \cdot 1\,850 = 925 \text{ MPa} \quad (14)$$

### Předběžný návrh průměru drátu

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot D_s \cdot F_{p1} \cdot \varphi}{\pi \cdot \tau_{DOV}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 40 \cdot 2\,812,1 \cdot 1,436}{\pi \cdot 925}} = 7,6 \text{ mm} \quad (15)$$

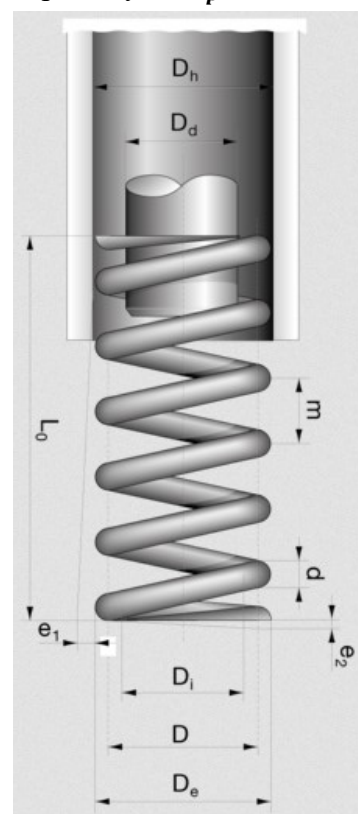
Dle vypočtené hodnoty a katalogu Henlich volím průměr drátu pružiny  $\Rightarrow d_p = 8 \text{ mm}$ .

### Označení zvolené pružiny

**Tlačná pružina TL 8 x 48 x 65 x 6,5**

Tab. 5 Parametry zvolené pružiny [8]

Průměr drátu pružiny	$d_p = 8 \text{ mm}$
Střední průměr pružiny	$D_s = 40 \text{ mm}$
Vnější průměr pružiny	$D_e = 48 \text{ mm}$
Průměr čepu	$D_d = 31,3 \text{ mm}$
Volná délka pružiny	$L_o = 65 \text{ mm}$
Délka plně stlačené pružiny	$L_n = 48,2 \text{ mm}$
Maximální stlačení pružiny	$s_n = 16,8 \text{ mm}$
Počet činných závitů	$n = 3,5$
Maximální síla vyvinutá pružinou	$F_n = 3\,139,1 \text{ N}$
Tuhost pružiny	$k_{pr} = 186,51 \text{ N/mm}$

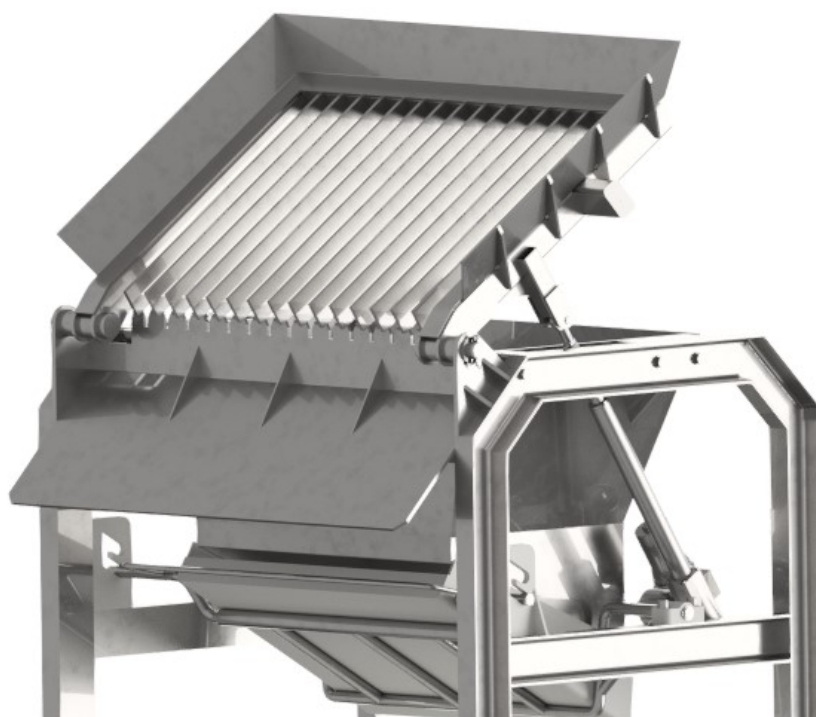


Obr. 23 Rozměry pružiny [15]



## 9 Návrh hruboroštu

Jak již bylo zmíněno v úvodu, hlavním úkolem hruboroštu je ochrana síta před poškozením velkými kusy zeminy, či kameny. Hruborošt se skládá z rámu ve tvaru písmena U, jehož konce jsou otočně spojeny pomocí čepů s rámem stroje. Do rámu hruboroštu je přichyceno pomocí svarů patnáct ocelových tyčí obdélníkového průřezu ve vzdálenosti 40 mm. K této hodnotě jsem dospěl na základě velikosti otvorů v síti 10 mm a konzultace s vedoucím práce. Maximální šířka hruboroštu je 985 mm, z čehož vyháží maximální šířky obsluhující lžíce stroje (nakladače).

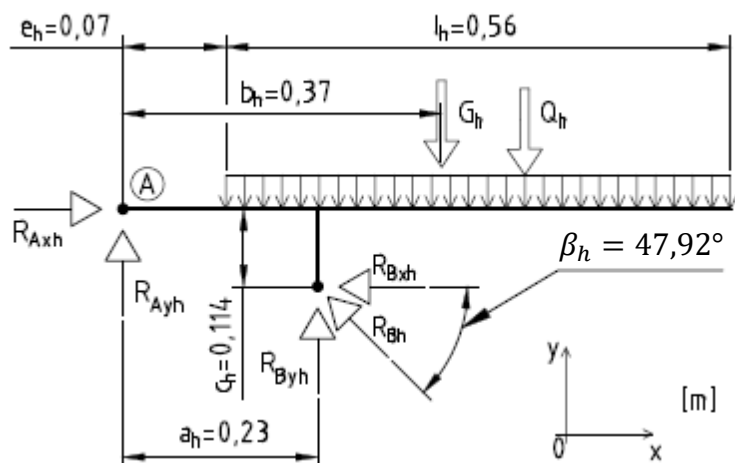


*Obr. 24 Zobrazení hruboroštu*

### 9.1 Volba pohonu hruboroštu

Hruborošt musí umožňovat vyklopení zaklíněného materiálu, jehož částice mají větší rozměry, než jsou mezery mezi jednotlivými pruty. Tento úkon je nezbytný z hlediska zachování průchodnosti materiálu skrze hruborošt do násypky. Z praxe je vyzorováno, že úhel sklopení hruboroštu by měl být větší než  $90^\circ$  z důvodu zajištění uvolnění zaklíněného materiálu mezi pruty.

Pro vlastní návrh volím úhel sklopení  $100^\circ$  a na základě této hodnoty volím pohon pomocí lineárního aktuátoru.



Obr.25 Výpočtový model zatížení hruboroštu

### Plošné zatížení

Objem zatěžující zeminy  $\Rightarrow V_{zh} = 0,1 \text{ m}^3$  (zjištěno pomocí programu Inventor)

$$m_{zh} = \frac{\rho_{zM} \cdot V_{zh}}{2} = \frac{2\,100 \cdot 0,1}{2} = 105 \text{ kg} \quad (16)$$

$$q_h = \frac{m_c}{l_h} \cdot g = \frac{105}{0,56} \cdot 9,81 = 1\,839,4 \text{ N/m} \quad (17)$$

### Rovnice rovnováhy

$$x: -R_{Ayh} + R_{Byh} - Q_h - G_h = 0 \quad (18)$$

$$y: R_{Axh} - R_{Bxh} = 0 \quad (19)$$

$$M_A: Q_h \cdot \left(e_h + \frac{l_h}{2}\right) - R_{Byh} \cdot a_h + R_{Bxh} \cdot c_h + G_h \cdot b_h = 0 \quad (20)$$

### Reakce

Pro rozložení reakce do os souřadného systému platí  $R_{Bxh} = R_{Bh} \cdot \cos \beta_h$ ,  $R_{Byh} = R_{Bh} \cdot \sin \beta_h$ , pro výslednou sílu od spojitého zatížení  $Q_h = q_h \cdot l_h$  a pro sílu od hmotnosti součásti  $G_h = m_h \cdot g$ . Hodnota  $R_{Bh}$  se získá vyjádřením neznámých  $R_{Ayh}$  z rovnice (18),  $R_{Axh}$  z rovnice (19) a dosazením do rovnice (20). Výslednou reakci  $R_{Ah}$  lze získat aplikováním Pythagorovy věty.

Hmotnost hruboroštu  $\Rightarrow m_h = 56 \text{ kg}$

$$R_{Bh} = \frac{q_h \cdot l_h \cdot \left(e_h + \frac{l_h}{2}\right) + m_h \cdot g \cdot b_h}{-\cos \beta \cdot c_h + \sin \beta_h \cdot a_h} =$$

$$= \frac{1\,839,4 \cdot 0,56 \cdot \left(0,07 + \frac{0,56}{2}\right) + 56 \cdot 9,81 \cdot 0,37}{-\cos 47,92 \cdot 0,114 + \sin 47,92 \cdot 0,23} = 5\,978 \text{ N} \quad (21)$$

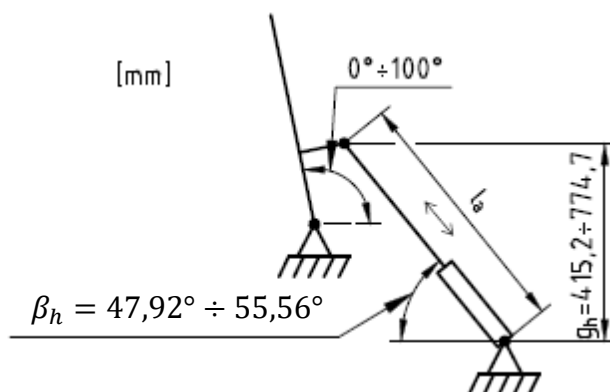
$$R_{Axh} = R_{Bxh} = R_{Bh} \cdot \cos \beta_h = 5\,978 \cdot \cos 47,92 = \mathbf{4\,006,3\,N} \quad (22)$$

$$R_{Ayh} = R_{Byh} - Q_h - G_h = R_{Bh} \cdot \sin \beta_h - q_h \cdot l_h - m_h \cdot g =$$

$$= 5\,978 \cdot \sin 47,92 - 1\,839,4 \cdot 0,56 - 56 \cdot 9,81 = \mathbf{2\,857,5\,N} \quad (23)$$

$$R_{Ah} = \sqrt{R_{Axh}^2 + R_{Bxh}^2} = \sqrt{4\,006,3^2 + 2\,857,5^2} = \mathbf{4\,920,9\,N} \quad (24)$$

### Výpočet délky výsuvu



Obr. 26 Výpočtový model pohybu hruboroštu

$$\text{dolní poloha: } l_{ad} = \frac{g_h}{\sin \beta_h} = \frac{415,2}{\sin 47,92} = \mathbf{559,4\,mm} \quad (25)$$

$$\text{horní poloha: } l_{ah} = \frac{g_h}{\sin \beta_h} = \frac{774,7}{\sin 55,56} = \mathbf{939,4\,mm} \quad (26)$$

$$l_a = l_{ah} - l_{ad} = 939,4 - 559,4 = \mathbf{380\,mm} \quad (27)$$

### Volba konkrétního typu aktuátoru

Na základě vypočítané maximální síly  $R_B = 5\,978\,N$  a hodnoty výsuvu  $l_a = 380\,mm$ , které bude potřeba pro ovládání hruboroštu, volím aktuátor s lichoběžníkovým závitem  
 $\Rightarrow$  **MecVel ALI3-P-F/0380/M01/CC-24-61,5-5000-/M1/ 1/E01/2FC1/P0T01A/FC1/P1/A**

Ačkoliv v praxi se aktuátory vyrábí převážně s kuličkovými šrouby, pro tuto konkrétní aplikaci volím lichoběžníkový závít z důvodu zajištění pozice, využitím samosvornosti závitu.

Tab. 6 Parametry zvoleného aktuátoru [16]

Délka výsuvu	380 mm
Maximální vyvinutá síla	6 000 N
Rychlost výsuvu	12 mm/s



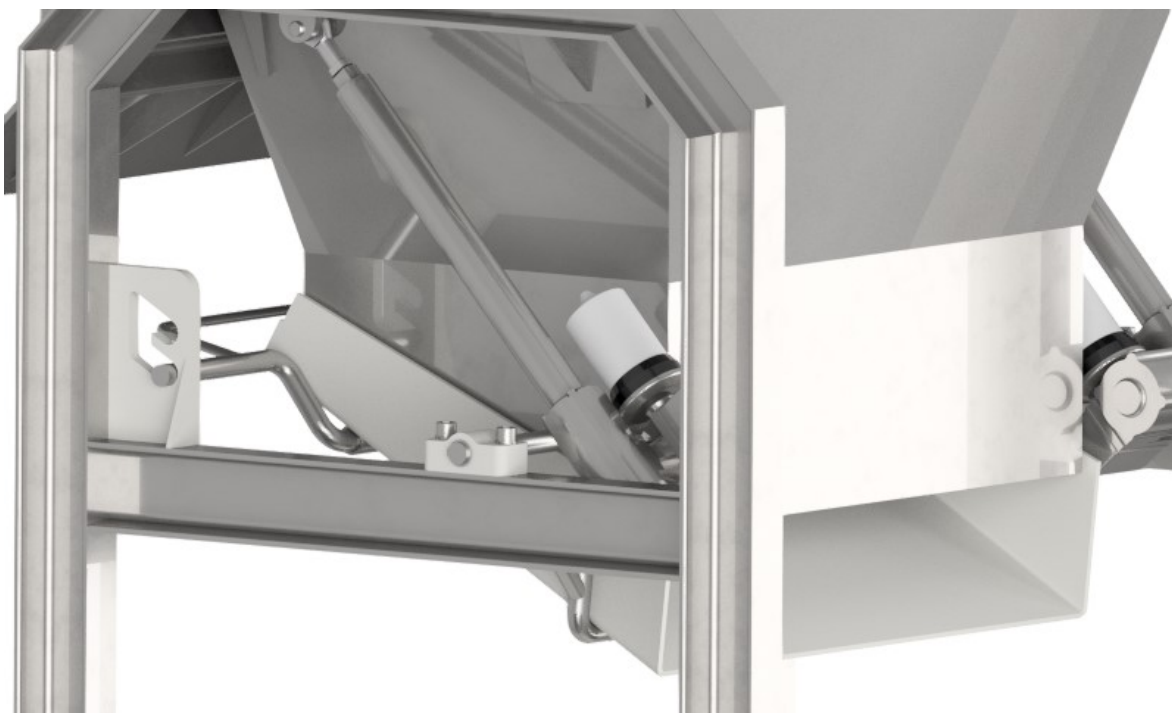
Obr. 27 Aktuátor MecVel ALI3-P [16]

## 10 Návrh skluzu a násypky

Pro zajištění snadného nastavení provozních parametrů třídící jednotky a zároveň dopravy materiálu z násypky na síto, slouží skluz. Při variantě bez použití skluzu a umístění násypky přímo nad síto, by bylo velmi obtížné nastavit hmotnost nevývažku. Při nastavování by měl velký vliv aktuální stav zaplnění násypky. Další nevýhodou by byl tlumící efekt objemu materiálu v násypce na vibrace.

Potřebný úhel skluzu k zajištění bezproblémového toku materiálu byl určen pomocí jednoduchého experimentu, jehož postup i s výsledkem je uveden v kapitole 2.1. Výsledkem byly dvě hodnoty,  $28^\circ$  a  $35^\circ$ , odpovídající různým vlastnostem zeminy. Tyto hodnoty jsem následně navýšil o  $2^\circ$  (na  $30^\circ$ ,  $37^\circ$ ) z důvodu zabezpečení správné funkce skluzu. Nastavení jednotlivých úhlů je umožněno pomocí jednoduchého vodícího mechanismu. Před samotnou změnou úhlu je nutné povolit svěrný spoj mezi spodní osou skluzu a rámem třídiče. Následně přesunutím horní osy skluzu z jedné drážky do druhé, dojde k patřičnému nastavení úhlu. Po nastavení požadovaného úhlu je nutné svěrný spoj opět utáhnout. Konstrukce a uložení skluzu je vyobrazeno na obrázku 24 a 28.

Dále na základě maximální šířky hruboroštu a šířky síta, jsem navrhl násypku. Horní část násypky má tvar dutého čtyřbokého komolého jehlanu, pro možnost použití širšího hruboroštu než je šířka síta. Dolní část má tvar dutého kvádru se zkosenou podstavou z důvodu změny sklonu skluzu. Maximální objem násypky je  $0,15 \text{ m}^3$ .

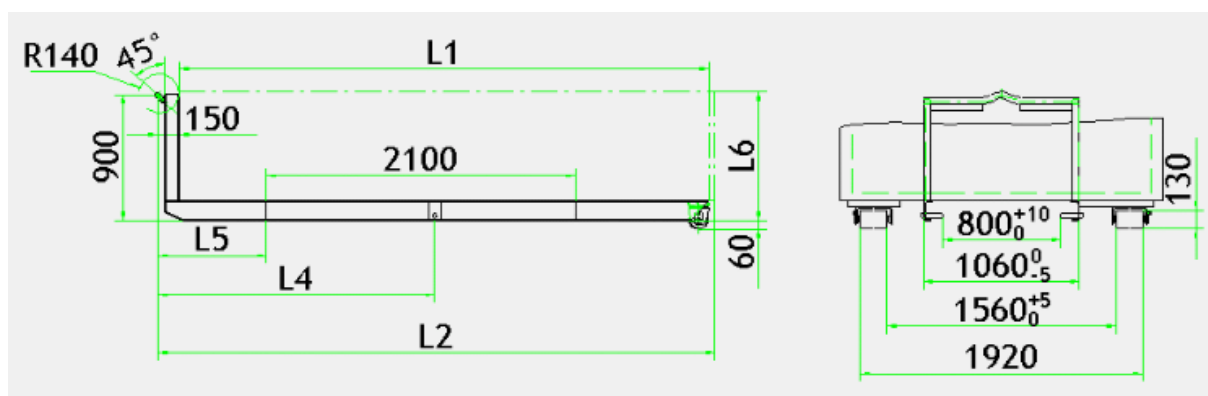


Obr. 28 Vyobrazení skluzu

## 11 Návrh rámu stroje a spodního krytu

Tvar a rozměry rámu vychází z tzv. „chodníkového“ kontejneru, jehož rozměry jsou určeny dle normy DIN 30722/3. Pro tuto variantu jsem se rozhodl na základě použití stroje, kdy se předpokládá, že se stroj bude přemísťovat mezi různými pracovišti.

V dolní části rámu je přichycen pomocí šroubových spojů spodní kryt, který zde slouží k usměrňování přetříděného materiálu do jednoho místa. Rozměry, zejména úhly sklonů jednotlivých částí krytu jsem volil na základě minimálního úhlu sklonu skluzu zjištěného v kapitole 2.1. Výsledná podoba navrženého rámu se spodním krytem je zobrazena na obrázku 30.



Obr. 29 Rozměry kontejneru dle normy DIN 30722/3 [17]

Tab. 7 Parametry kontejneru [17]

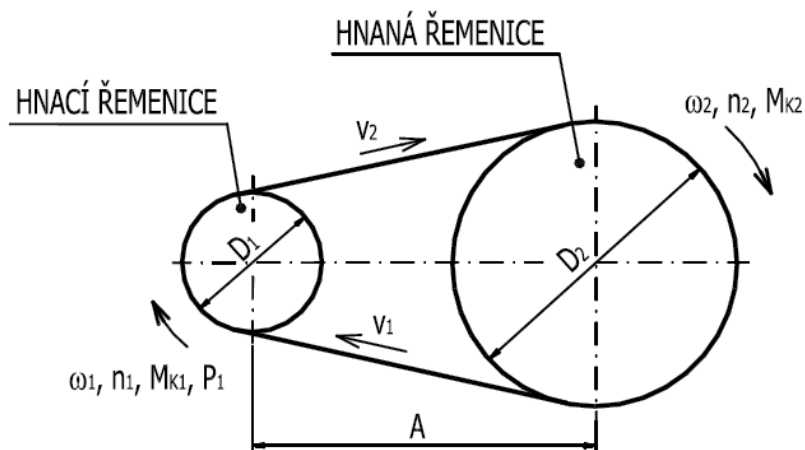
Délka ložné plochy	$L_1 = 2\,250\text{ mm}$
Celková délka kontejneru	$L_2 = 2\,500\text{ mm}$
Vzdálenost zámku	$L_4 = 1\,573\text{ mm}$



Obr. 30 Navržený rám stroje

## 12 Návrh řemenového převodu

Návrh a výpočet převodu pomocí klínového řemene je proveden dle platných norem ČSN 02 3111, ČSN 02 3179, ČSN 02 3180, ČSN 02 3110. [2]



Obr. 31 Jednoduchý vodorovný převod pomocí klínového řemene [2]

### Zadané hodnoty:

Jmenovitý výkon motoru:  $P_M = 2,2 \text{ kW} = 2\,200 \text{ W}$

Otáčky motoru:  $n_M = 1\,420 \text{ ot/min}$

Otáčky hnané hřídele:  $n_H = 1\,000 \text{ ot/min}$

Převodový poměr:  $i = \frac{n_M}{n_H} = \frac{1\,420}{1\,000} = 1,42$

Tolerance převodového poměru:  $\Delta i = \pm 4 \%$

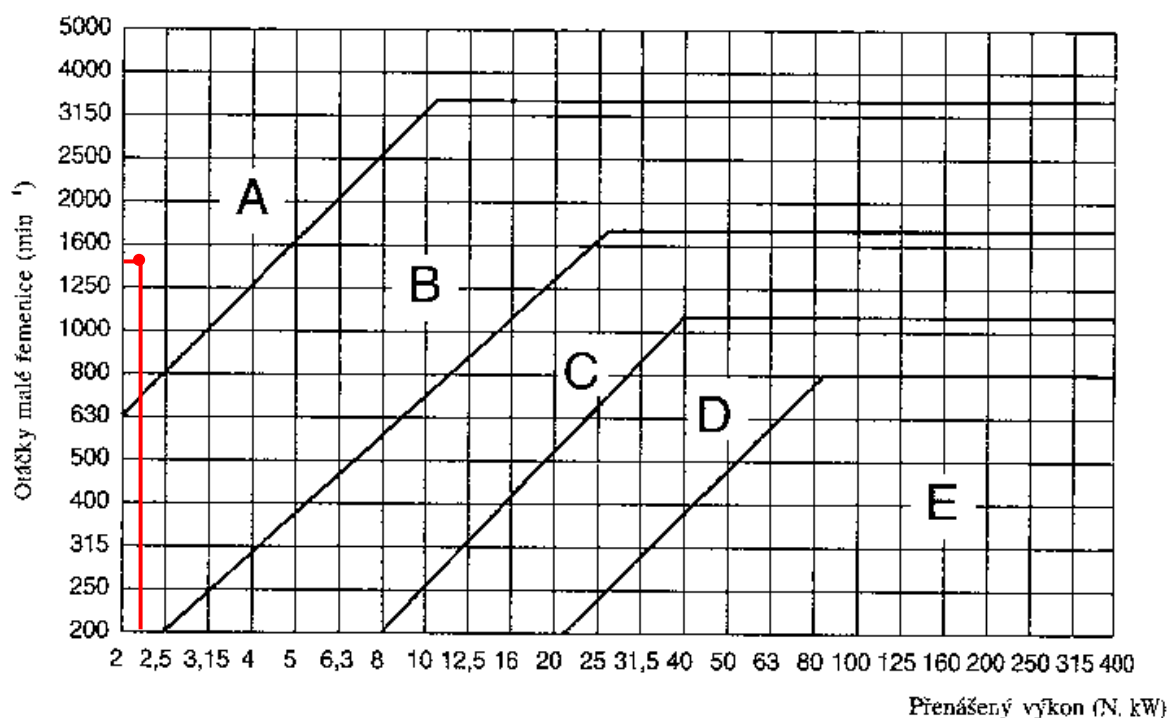
Druh provozu: **jednosměnný**

Pracovní režim: **těžký**

### 12.1 Stanovení velikosti klasického průřezu klínového řemene

#### Normalizovaná velikost průřezu

Po vyznačení zadaných hodnot, jako jsou otáčky motoru:  $n_M = 1\,420 \text{ ot/min}$  a výkon motoru:  $P_M = 2,2 \text{ kW}$  do digramu pro zjištění průřezu klínového řemene (obr. 32), volím  $\Rightarrow$  průřez řemene **A**.



Obr. 32 Diagram určení potřebného průřezu (velikosti) klínového řemene [2]

## 12.2 Stanovení minimálního výpočtového průměru řemenice

Minimální výpočtový průměr řemenice, dle ČSN 02 3179, pro klínový řemen průřezu A je  $D_{MIN} = 90 \text{ mm}$ .

## 12.3 Návrh výpočtových průměrů řemenic $D_1$ a $D_2$

Normalizovaný výpočtový průměr hnací řemenice

Volím, dle normy ČSN 02 3180  $\Rightarrow D_1 = 160 \text{ mm}$  [2]

Obvodová rychlost hnací řemenice

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_M}{60} = \frac{\pi \cdot 0,16 \cdot 1\,420}{60} = 11,9 \text{ m/s} \quad (28)$$

Největší průměr hnací řemenice

Pro provedení řemene Industrial  $\Rightarrow v_{1MAX} = 25 \text{ m/s}$  [2]

$$D_{1MAX} = \frac{60\,000 \cdot v_{1MAX}}{\pi \cdot n_M} = \frac{60\,000 \cdot 25}{\pi \cdot 1\,420} = 336,2 \text{ mm} \approx 336 \text{ mm} \quad (29)$$

Normalizovaná velikost průměru hnací řemenice

$$D_{MIN} \leq D_1 \leq D_{1MAX} \quad (30)$$

$$90 \text{ mm} \leq 160 \text{ mm} \leq 336 \text{ mm} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Průměr hnané řemenice

$$D_2 = D_1 \cdot i = 160 \cdot 1,42 = 227,2 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } D_2 = 224 \text{ mm} \quad (31)$$

### Skutečný převodový poměr

Pružný skluz pro klínový řemen Industrial  $\Rightarrow s = 0,02$  [2]

$$i_{SK} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - s)} = \frac{224}{160 \cdot (1 - 0,02)} = 1,429 \quad (32)$$

### Podmínka zadané tolerance převodového poměru

$$i - \frac{\Delta i}{100} \cdot i \leq i_{SK} \leq i + \frac{\Delta i}{100} \cdot i \quad (33)$$

$$i \cdot \left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \leq i_{SK} \leq i \cdot \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right)$$

$$1,42 \cdot \left(1 - \frac{4}{100}\right) \leq i_{SK} \leq 1,42 \cdot \left(1 + \frac{4}{100}\right) \quad (34)$$

$$1,363 \leq 1,429 \leq 1,477 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 12.4 Návrh osové vzdálenosti

### Minimální osová vzdálenost převodu

$$A_{MIN} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_2 - D_1) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (224 - 160) = 45,3 \text{ mm} \quad (35)$$

### Maximální osová vzdálenost převodu

$$A_{MAX} = 2 \cdot (D_1 + D_2) = 2 \cdot (160 + 224) = 768 \text{ mm} \quad (36)$$

### Podmínka osové vzdálenosti

Osovou vzdálenost volím  $\Rightarrow A = 480 \text{ mm}$

$$A_{MIN} \leq A \leq A_{MAX} \quad (37)$$

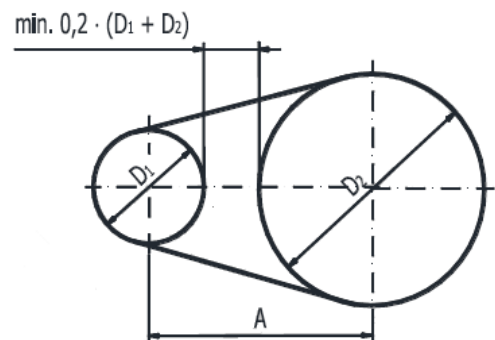
$$45 \text{ mm} \leq 480 \text{ mm} \leq 768 \text{ mm} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Kontrola minimálního rozestupu mezi řemenicemi

$$A - \frac{D_1}{2} - \frac{D_2}{2} \geq 0,2 \cdot (D_1 + D_2) \quad (38)$$

$$480 - \frac{160}{2} - \frac{224}{2} \geq 0,2 \cdot (160 + 224)$$

$$288 \text{ mm} \geq 76,8 \text{ mm} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$



Obr. 33 Min. rozestup mezi řemenicemi [2]



## 12.5 Určení délky řemene

Úhel opásání hnací řemenice

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} \Rightarrow \alpha \quad (39)$$

$$\alpha = 2 \cdot \cos^{-1} \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} = 2 \cdot \cos^{-1} \frac{224 - 160}{2 \cdot 480} = \mathbf{172,35^\circ} \quad (40)$$

Doplňkový úhel

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} = 90 - \frac{172,35}{2} = \mathbf{3,83^\circ} \quad (41)$$

Předběžná geometrická délka řemene

$$\begin{aligned} L'_p &= 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1) = \\ &= 2 \cdot 480 \cdot \sin \frac{172,35}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (160 + 224) + \frac{\pi \cdot 3,83}{180} \cdot (224 - 160) = \\ &= \mathbf{1\,562,3\,mm} \end{aligned} \quad (42)$$

Výpočtovou délku klínového řemene, dle normy ČSN 02 3110, pro klínový řemen průřezu A, volím  $\Rightarrow L_p = \mathbf{1\,600\,mm}$ . [2]

## 12.6 Skutečná osová vzdálenost

$$\begin{aligned} A_{SK} &= \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} = \\ &= \frac{1,04 \cdot 1\,600 - \frac{\pi}{2} \cdot (160 + 224) - \frac{\pi \cdot 3,83}{180} \cdot (224 - 160)}{2 \cdot \sin \frac{172,35}{2}} = \\ &= 529,4\,mm \cong \mathbf{529\,mm} \end{aligned} \quad (43)$$

## 12.7 Stanovení potřebného počtu řemenů

Skutečný výkon přenášený jedním řemenem

Ideální jmenovitý výkon na jeden řemen (pomocí interpolace)  $\Rightarrow N_0 = \mathbf{2,83\,kW}$  [2]

Součinitel vlivu úhlu opásání (pomocí interpolace)  $\Rightarrow C_\alpha = \mathbf{0,98}$  [2]

Součinitel vlivu délky řemene  $\Rightarrow C_L = \mathbf{0,99}$  [2]

Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu pro střídavý elektrický motor se zvýšeným zátěžným momentem  $\Rightarrow C_P = \mathbf{1,2}$  [2]

$$N_p = N_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_P} = 2,83 \cdot \frac{0,98 \cdot 0,99}{1,2} = 2,29 \text{ kW} \quad (44)$$

#### Celkový počet řemenů

Součinitel počtu řemenů v převodu pro 1 řemen  $\Rightarrow C_k = 1$  [2]

$$K = \frac{P_M}{N_p \cdot C_k} = \frac{2,2}{2,29 \cdot 1} = 0,96 \Rightarrow \text{volím } K = 1 \text{ řemen} \quad (45)$$

### 12.8 Kontrola životnosti řemene

#### Podmínka pro ohybovou frekvenci

Počet kol, přes které se řemen ohýbá  $\Rightarrow k = 2$

Dovolená ohybová frekvence pro klínové řemeny klasického průřezu  $\Rightarrow f_{oD} = 40 \text{ s}^{-1}$  [2]

$$f_0 = \frac{v_1 \cdot 1\,000 \cdot k}{L_p} \leq f_{oD}$$

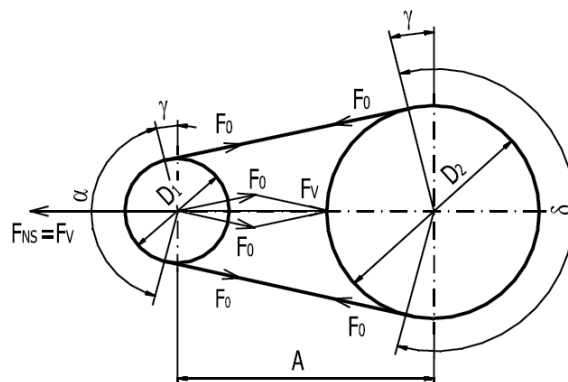
$$\frac{11,9 \cdot 1\,000 \cdot 2}{1\,600} \leq 40 \text{ s}^{-1} \quad (46)$$

$$14,9 \text{ s}^{-1} \leq 40 \text{ s}^{-1} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### 12.9 Specifikace navrženého řemene

ŘEMEN A – 1 600 ČSN 02 3110

### 12.10 Výpočet předpětí řemene



Obr. 34 Montážní napínání řemene [2]

#### Přenášená obvodová síla

$$F = \frac{2 \cdot M_M}{D_1} = \frac{2 \cdot 14\,800}{160} = 185 \text{ N} \quad (47)$$

### Součinitel vláknového tření

Součinitel suchého smykového tření u nezaběhnutého řemene pro pryžový řemen a ocelovou řemenici  $\Rightarrow f_{s0} = 0,35$  [2]

$$f = f_{s0} + 0,012 \cdot v_1 = 0,35 + 0,012 \cdot 11,9 = 0,49 \quad (48)$$

### Součinitel tření v klínové drážce

Úhel drážky řemenice a její tolerance pro průřez řemene  $A$ ,  $D_1 = 160$  mm a  $D_2 = 224$  mm  $\Rightarrow \alpha_d = 38^\circ \pm 1^\circ$  [2]

$$f_K = \frac{f}{\sin \frac{\alpha_d}{2}} = \frac{0,49}{\sin \frac{38}{2}} = 1,51 \quad (49)$$

### Potřebné předpětí řemene

Bezpečnost proti prokluzu řemene  $k_p = (1,3 \div 1,6) \Rightarrow$  volím  $k_p = 1,6$  [2]

Úhel opásání hnací řemenice v obloukové míře  $\hat{\alpha} = \frac{\pi}{180} \cdot \alpha = \frac{\pi}{180} \cdot 172,35 = 3$  rad

$$F_0 = k_p \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_K \cdot \hat{\alpha}} + 1}{e^{f_K \cdot \hat{\alpha}} - 1} = 1,6 \cdot \frac{185}{2} \cdot \frac{e^{1,51 \cdot 3} + 1}{e^{1,51 \cdot 3} - 1} = 151,2 \text{ N} \quad (50)$$

### Tahová složka působící v řemenu

Hmotnost 1 m řemenu průřezu  $A \Rightarrow m_{1m} = 0,105$  kg [1]

$$F_C = m_{1m} \cdot v_1^2 = 0,105 \cdot 11,9^2 = 14,9 \text{ N} \quad (51)$$

### Základní tahy

$$F_1 = F_C + F_0 \cdot \frac{2 \cdot e^{f \cdot e}}{e^{f \cdot \alpha} + 1} = 14,9 + 151,2 \cdot \frac{2 \cdot e^{0,49 \cdot e}}{e^{0,49 \cdot 3} + 1} = 228,3 \text{ N} \quad (52)$$

$$F_2 = F_C + F_0 \cdot \frac{2}{e^{f \cdot \alpha} + 1} = 14,9 + 151,2 \cdot \frac{2}{e^{0,49 \cdot 3} + 1} = 71,2 \text{ N} \quad (53)$$

### Výsledná tahová síla

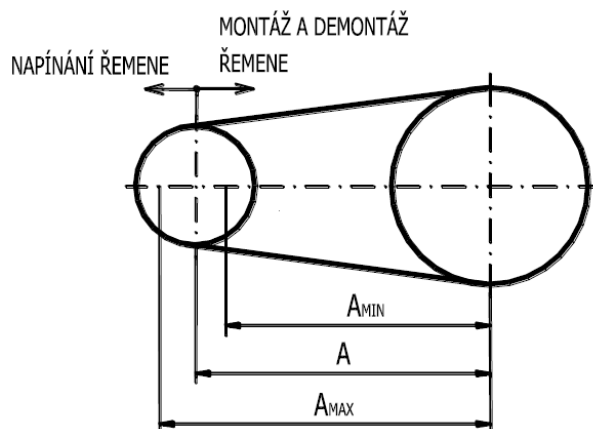
$$F_V = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha} = \sqrt{228,3^2 + 71,2^2 + 2 \cdot 228,3 \cdot 71,2 \cdot \cos 172,35} = 299,1 \text{ N} \quad (54)$$

### Radiální síla od řemenového převodu

Vzhledem k bezpečnosti a možnému vyššímu pracovnímu předpětí v řemenu se radiální síla působící na hřídel a ložiska, získá vynásobením výsledné síly koeficientem 1,3. [2]

$$F_R = 1,3 \cdot F_V = 1,3 \cdot 299,1 = 388,8 \text{ N} \quad (55)$$

## 12.11 Měnitelnost osové vzdálenosti



Obr. 35 Měnitelný rozsah osové vzdálenosti [2]

**Pro nasazení řemene**

$$A_{MIN} = A_{SK} - 0,015 \cdot L_P = 529 - 0,015 \cdot 1\,600 = \mathbf{505\,mm} \quad (56)$$

**Pro další napínání řemene během provozu**

$$A_{MAX} = A_{SK} + 0,030 \cdot L_P = 529 + 0,030 \cdot 1\,600 = \mathbf{577\,mm} \quad (57)$$

## 12.12 Návrh průměru excentrické hřídele

Pro návrh průměru hřídele se uvažuje s namáháním v krutu.

**Krouticí moment na hřídeli:**

$$M_H = M_M \cdot i = 14,8 \cdot 1,42 = \mathbf{21,02\,N \cdot m} \quad (58)$$

**Navrhovaný průměr**

Dovolený krut  $\Rightarrow \tau_{k\,DOV} = \mathbf{20\,MPa}$  [2]

$$\tau_{k\,DOV} \leq \frac{M_H}{W_H} = \frac{M_H}{\frac{\pi \cdot d_H^3}{16}} \Rightarrow d_H \quad (59)$$

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{16\,000 \cdot M_H}{\pi \cdot \tau_{k\,DOV}}} = \sqrt[3]{\frac{16\,000 \cdot 21,02}{\pi \cdot 20}} = 17,5\,mm \Rightarrow \quad (60)$$

$\Rightarrow$  volím  $\mathbf{d_H = 44\,mm}$

Vyšší hodnotu průměru hřídele, volím z důvodu následné pevnostní kontroly.

## 13 Kontrola pracovní frekvence soustavy

Z důvodu vyhnutí se rezonančním jevům, musí pracovní frekvence kmitajícího stroje ležet v dostatečné vzdálenosti od rezonanční oblasti stroje.

### Pracovní frekvence stroje

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_H}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1\,000}{60} = 104,72 \text{ s}^{-1} \quad (61)$$

### Celkové tuhosti pružného uložení

*Tuhost jedné pružiny*  $\Rightarrow k_{pr} = 186,51 \text{ N/mm}$  (viz. tab. 5)

*Celkový počet pružin*  $\Rightarrow x_p = 8 \text{ ks}$

$$k_C = x_p \cdot k_{pr} = 8 \cdot 186,51 = 1\,492,08 \text{ N/mm} = 1,492 \cdot 10^6 \text{ N/m} \quad (62)$$

### Vlastní frekvence stroje

U třídících strojů je hmotnost materiálu na síti z důvodu rozdílných provozních podmínek proměnlivá. V takovém případě se výpočet vlastní frekvence stroje provede pro minimální hmotnost stroje, tj. hmotnost prázdné třídící jednotky. Takový výsledek maximálně odpovídá vlastní frekvenci stroje.

*Hmotnost třídící jednotky*  $\Rightarrow m_{tř} = 385 \text{ kg}$  (zjištěno pomocí programu Inventor)

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_C}{m_{tř}}} = \sqrt{\frac{1,492 \cdot 10^6}{385}} = 62,25 \text{ s}^{-1} \quad (63)$$

### Pracovní oblast stroje

*Nadrezonanční oblast*  $\Rightarrow (1 \div 5) [3]$

$$\frac{\omega}{\omega_0} = \frac{104,72}{62,25} = 1,7 \quad (64)$$

$1,7 > 1 \Rightarrow \text{vyhovuje}$

Z výsledku vyplývá, že třídíč bude pracovat v nadrezonanční oblasti.

## 14 Kontrola hnané hřídele

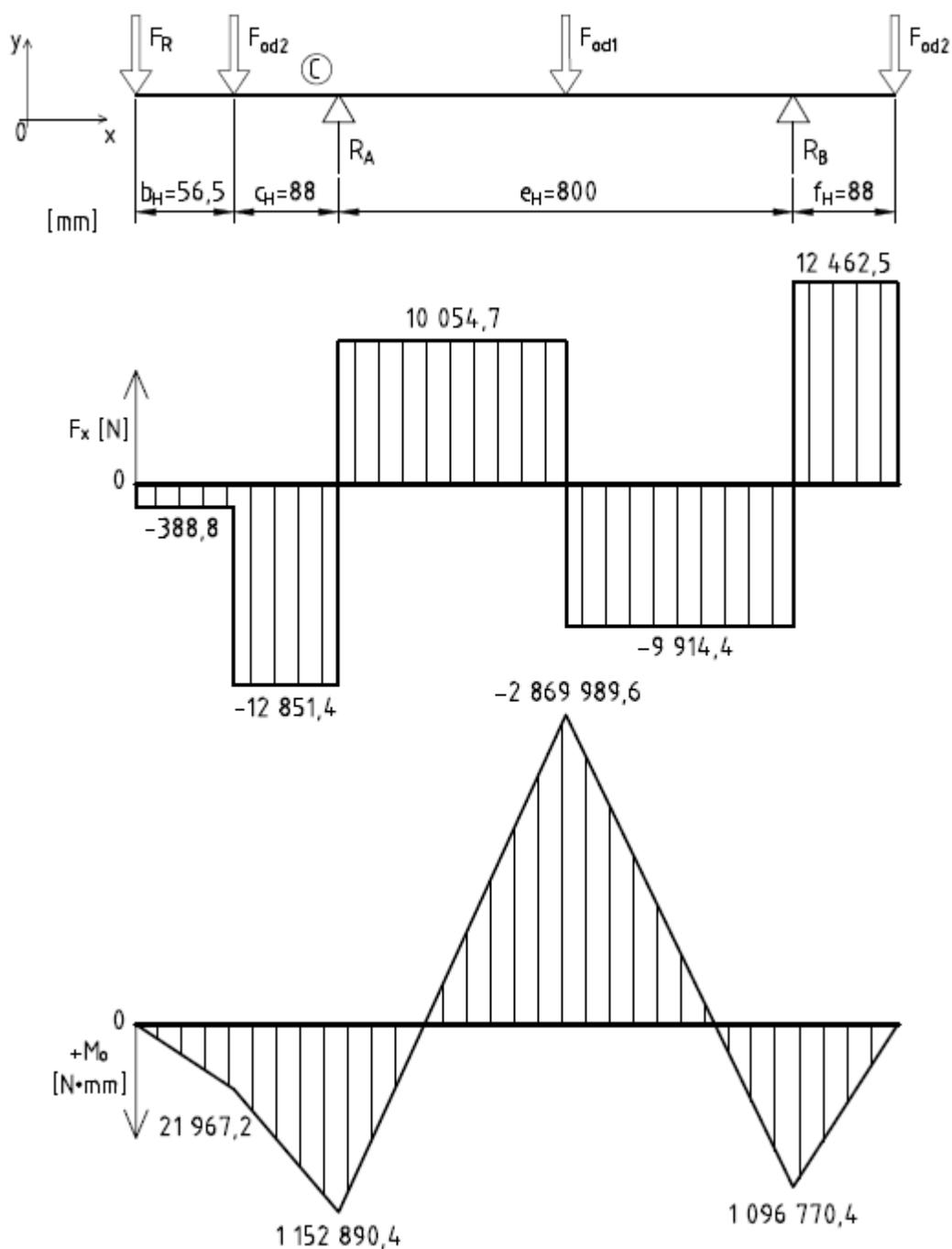
Haná hřídel je namáhána krutem a ohybem od řemenového převodu a ohybem od závaží.

### Parametry hřídele

Materiál hnané (excentrické) hřídele: **14 341.7**

Mez kluzu materiálu:  **$R_e = 715 \text{ MPa}$**  [18]

Mez pevnosti materiálu:  **$R_m = 1050 \text{ MPa}$**  [18]



Obr. 36 Působení sil na hřídeli a průběh ohybových momentů a posouvajících sil

### Odstředivé síly

$$F_{od1} = m_1 \cdot R_1 \cdot \omega^2 = 59,9 \cdot 0,0304 \cdot 104,72^2 = \mathbf{19\,969,1\,N} \quad (65)$$

$$F_{od2} = m_2 \cdot R_2 \cdot \omega^2 = 11,9 \cdot 0,0955 \cdot 104,72^2 = \mathbf{12\,462,6\,N} \quad (66)$$

### Rovnice rovnováhy

$$y: -F_R - F_{od2} + R_A - F_{od1} + R_B - F_{od2} = 0 \quad (67)$$

$$M_C: -F_R \cdot (b_H + c_H) - F_{od2} \cdot c_H + F_{od1} \cdot \frac{e_H}{2} - R_B \cdot e_H + \\ + F_{od2} \cdot (e_H + f_H) = 0 \quad (68)$$

### Reakce

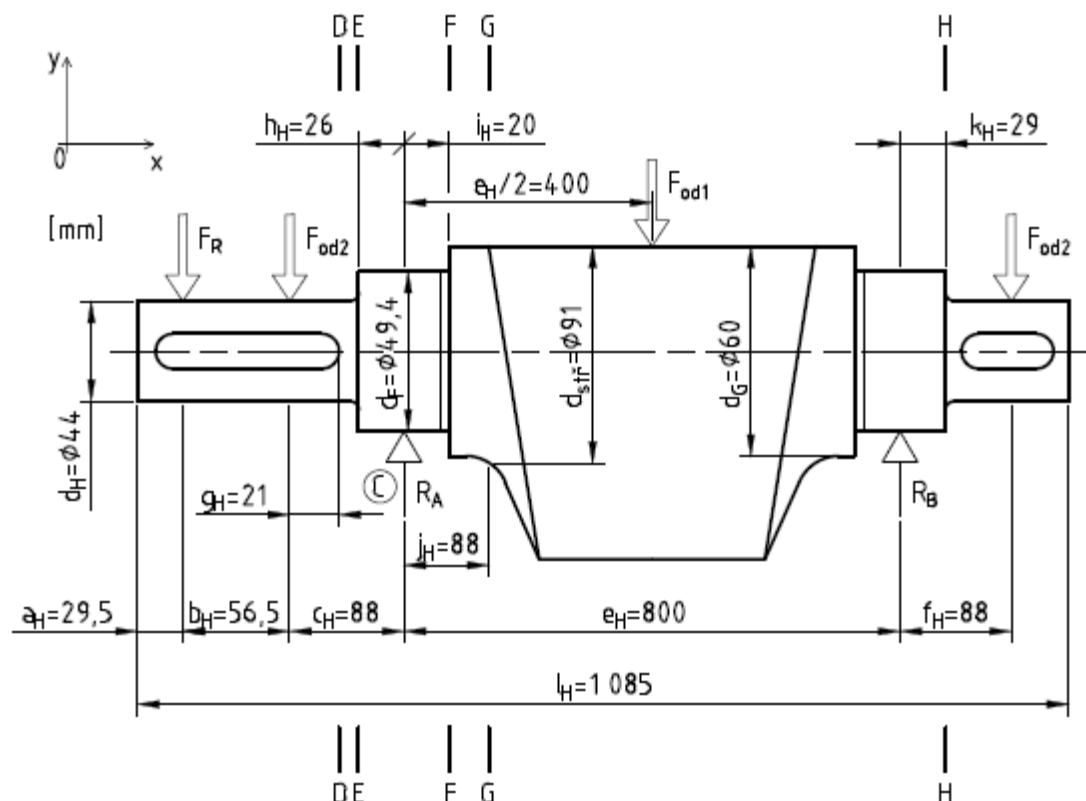
Vyjádřením reakce  $R_B$  z rovnice (67) a následným dosazením do rovnice (68) se získá hodnota reakce  $R_A$ .

$$R_A = \frac{F_R \cdot (b_H + c_H) + F_{od2} \cdot c_H - F_{od1} \cdot \frac{e_H}{2} + F_R \cdot e_H + F_{od2} \cdot e_H + \\ + F_{od1} \cdot e_H + + F_{od2} \cdot e_H - F_{od2} \cdot (e_H + f_H)}{e_H} = \frac{388,8 \cdot (56,5 + 88) + \\ + 12\,462,6 \cdot 88 - 19\,969,1 \cdot \frac{800}{2} + 388,8 \cdot 800 + 12\,462,6 \cdot 800 + \\ 19\,969,1 \cdot 800 + + 12\,462,6 \cdot 800 - 12\,462,6 \cdot (800 + 88)}{800} = \\ = \mathbf{22\,906,1\,N}$$

$$R_B = F_R + F_{od2} - R_A + F_{od1} + F_{od2} = 388,8 + 12\,462,6 - 19\,827,4 + \\ + 19\,969,1 + 12\,462,6 = \mathbf{22\,376,9\,N} \quad (70)$$

## Stanovení kritických průřezů

Nejčastěji se kontrolují průřezy s největší koncentrací ohybového, točivého momentu a průřezy, kde může nastat největší koncentrace napětí. [4]



Obr. 37 Stanovení kritických průřezů a parametry hřídele

## Ohybové momenty v kritických průřezech

$$\begin{aligned} M_{ODD} &= F_R \cdot (b_H + g_H) + F_{od2} \cdot g_H = \\ &= 388,8 \cdot (56,5 + 21) + 12\,462,6 \cdot 21 = \mathbf{291\,846,6\,N \cdot mm} \end{aligned} \quad (71)$$

$$\begin{aligned} M_{OEE} &= F_R \cdot (b_H + c_H - h_H) + F_{od2} \cdot (c_H - h_H) = \\ &= 388,8 \cdot (56,5 + 88 - 26) + 12\,462,6 \cdot (88 - 26) = \\ &= \mathbf{818\,753\,N \cdot mm} \end{aligned} \quad (72)$$

$$\begin{aligned} M_{OFF} &= F_R \cdot (b_H + c_H + i_H) + F_{od2} \cdot (c_H + i_H) - R_A \cdot i_H = \\ &= 388,8 \cdot (56,5 + 88 + 20) + 12\,462,6 \cdot (88 + 20) - 22\,906,1 \cdot 20 = \\ &= \mathbf{951\,793,6\,N \cdot mm} \end{aligned} \quad (73)$$

$$\begin{aligned} M_{OGG} &= F_R \cdot (b_H + c_H + j_H) + F_{od2} \cdot (c_H + j_H) - R_A \cdot j_H = \\ &= 388,8 \cdot (56,5 + 88 + 60) + 12\,462,6 \cdot (88 + 60) - 22\,906,1 \cdot 60 = \\ &= \mathbf{549\,603,3\,N \cdot mm} \end{aligned} \quad (74)$$

$$M_{oHH} = F_{od2} \cdot (f_H - k_H) = \mathbf{735\,291,6\,N \cdot mm} \quad (75)$$



## 14.1 Statická kontrola hřídele

Postup výpočtu je ukázán pro jeden kritický průřez, konkrétně průřez D-D, postup výpočtu v ostatních kritických průřezích je obdobný. Vypočtené výsledky jsou shrnuty v tabulce 8.

### Tvarový součinitel koncentrace napětí v průřezu D-D

Postup určení tvarových součinitelů z grafu je uveden v Příloze A.

Tvarový součinitel pro ohyb:  $\alpha_{\sigma DD} = 2,53$

Tvarový součinitel pro krut:  $\alpha_{\tau DD} = 3,4$

### Ohybové napětí v průřezu D-D

$$\sigma_{oDD} = \frac{M_{oDD}}{W_{oDD}} \cdot \alpha_{oDD} = \frac{32 \cdot M_{oDD}}{\pi \cdot d_H^3} \cdot \alpha_{oDD} = \frac{32 \cdot 291\,846,6}{\pi \cdot 44^3} \cdot 2,53 = 88,3 \text{ MPa} \quad (76)$$

### Smykové napětí v průřezu D-D

$$\tau_{sDD} = \frac{M_{kH}}{W_{kDD}} \cdot \alpha_{\tau DD} = \frac{16 \cdot M_{kH}}{\pi \cdot d_H^3} \cdot \alpha_{\tau DD} = \frac{16 \cdot 21\,020}{\pi \cdot 44^3} \cdot 3,4 = 4,3 \text{ MPa} \quad (77)$$

### Redukované napětí dle Guesta v průřezu D-D

$$\sigma_{RED DD} = \sqrt{\sigma_{oDD}^2 + 4 \cdot \tau_{sDD}^2} = \sqrt{88,3^2 + 4 \cdot 4,3^2} = 88,7 \text{ MPa} \quad (78)$$

### Součinitel statické bezpečnosti v průřezu D-D

$$k_{sDD} = \frac{Re}{\sigma_{RED DD}} = \frac{715}{88,7} = 8,06 \quad (79)$$

Tab. 8 Vypočítané hodnoty pro statickou kontrolu hřídele

Kritický průřez	$\alpha_{\sigma}$ [—]	$\alpha_{\tau}$ [—]	$\sigma_o$ [MPa]	$\tau_s$ [MPa]	$\sigma_{RED}$ [MPa]	$k_s$ [—]
D-D	2,53	3,4	88,3	4,3	88,7	8,06
E-E	1,83	1,48	179,2	1,9	179,2	3,99
F-F	2,5	2,1	201	1,9	201,1	3,56
G-G	1,34	1,15	34,7	0,6	34,7	20,58
H-H	1,83	—	160,9	—	160,9	4,44

Z výsledků kontroly vyplývá, že nejmenší hodnota statické bezpečnosti k mezi kluzu se nachází v průřezu F-F a její hodnota je  $k_{sFF} = 3,56$ . Tato hodnota je vyšší než 1,5, lze tedy konstatovat, že hřídel vyhovuje z hlediska statické kontroly.

## 14.2 Dynamická kontrola hřídele

Postup výpočtu je znovu ukázán pro jeden kritický průřez, konkrétně průřez D-D, postup výpočtu v ostatních kritických průřezích je obdobný. Vypočtené výsledky jsou shrnuty v tabulce 9.

### Mez únavy v ohybu

$$\sigma_{Co} = 0,44 \cdot R_m = 0,44 \cdot 1050 = \mathbf{462 \text{ MPa}} \text{ (pro zušlechtěnou ocel)} \quad (80)$$

### Neuberova konstanta

Neuberovu konstantu volím na základě meze pevnosti  $R_m = 1050 \text{ MPa}$  z grafu pro určení konstanty  $\Rightarrow \sqrt{A} = \mathbf{0,18 \text{ mm}^{-0,5}}$  (viz. Příloha A)

### Vrubový součinitel pro průřez D-D

Poloměr vrubu  $\Rightarrow \rho_{DD} = \mathbf{0,6 \text{ mm}}$

$$\beta_{DD} = 1 + \frac{a_{\sigma DD} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{DD}}}} = 1 + \frac{2,53 - 1}{1 + \frac{0,18}{\sqrt{0,6}}} = \mathbf{2,24} \quad (81)$$

### Mez únavy skutečné součásti v průřezu D-D

Součinitel velikosti volím na základě průměru  $d_H = 44 \text{ mm}$  z grafu podle Shigleyho křivky  $\Rightarrow \epsilon_{vDD} = \mathbf{0,83}$  (viz. Příloha A)

Součinitel jakosti povrchu volím na základě meze pevnosti  $R_m = 1050 \text{ MPa}$  a drsnosti povrchu  $R_a = 0,8 \mu\text{m}$  z grafu  $\Rightarrow \eta_{pDD} = \mathbf{0,88}$  (viz. Příloha A)

$$\sigma_{CoDD}^x = \sigma_{Co} \cdot \frac{\epsilon_{vDD} \cdot \eta_{pDD}}{\beta_{DD}} = 462 \cdot \frac{0,83 \cdot 0,88}{2,24} = \mathbf{150,5 \text{ MPa}} \quad (82)$$

### Amplituda napětí v průřezu D-D

$$\sigma_{aoDD} = \frac{M_{oDD}}{W_{oDD}} = \frac{32 \cdot M_{oDD}}{\pi \cdot d_H^3} = \frac{32 \cdot 291\,846,6}{\pi \cdot 44^3} = \mathbf{34,9 \text{ MPa}} \quad (83)$$

### Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v průřezu D-D

$$k_{d\sigma DD} = \frac{\sigma_{CoDD}^x}{\sigma_{aoDD}} = \frac{150,5}{34,9} = \mathbf{4,31} \quad (84)$$

### Součinitel dynamické bezpečnosti ve smyku v průřezu D-D

$$k_{s\tau DD} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{sDD}} = \frac{0,577 \cdot 715}{4,3} = \mathbf{96,6} \quad (85)$$

### Výsledná dynamická bezpečnost v průřezu D-D

$$k_{vDD} = \frac{k_{d\sigma DD} \cdot k_{s\tau DD}}{\sqrt{k_{d\sigma DD}^2 + k_{s\tau DD}^2}} = \frac{4,31 \cdot 96,6}{\sqrt{4,31^2 + 96,6^2}} = \mathbf{4,31} \quad (86)$$

Tab. 9 Vypočítané hodnoty pro dynamickou kontrolu hřídele

Kritický průřez	$\beta$ [–]	$\varepsilon_v$ [–]	$\eta_p$ [–]	$\sigma_{Co}^x$ [MPa]	$\sigma_{ao}$ [MPa]	$k_{d\sigma}$ [–]	$k_{s\tau}$ [–]	$k_v$ [–]
D-D	2,24	0,83	0,88	150,5	34,9	4,31	96,55	4,31
E-E	1,75	0,83	0,88	193,4	97,9	1,98	221,81	1,97
F-F	2,25	0,82	0,88	148,3	80,4	1,84	221,23	1,84
G-G	1,33	0,74	0,68	175,2	25,9	6,73	723,83	6,76
H-H	1,75	0,83	0,88	193,4	87,9	2,2	–	2,2

Z výsledků kontroly vyplývá, že nejmenší hodnota dynamické bezpečnosti se nachází ve stejném průřezu jako u statické bezpečnosti, a to v průřezu F-F a její hodnota je  $k_{vFF} = 1,84$ . Tato hodnota je vyšší než minimální hodnota dynamické bezpečnosti (1,8), při méně výstižném výpočtu a lze tedy konstatovat, že hřídel vyhovuje z hlediska dynamické kontroly.

## 15 Návrh a kontrola pera pod řemenicí

Pro přenos krouticího momentu z řemenice na hřídel jsem navrhl pero těsné, jehož délka zasahuje současně pod přídavné závaží. K této variantě jsem se uchýlil z důvodu zjednodušení tvaru hřídele. Při této kontrole bude uvažováno pouze s délkou pera, která se nachází pod řemenicí.

### Zvolené pero

**PERO 12e7 x 8 x 100 ČSN 02 2562**

Tab. 10 Parametry zvoleného pera [1]

Šířka pera	$b = 12 \text{ mm}$
Hloubka drážky v hřídeli	$t = 4,9 \text{ mm}$
Hloubka drážky v náboji	$t_1 = 3,1 \text{ mm}$
Kontrolovaná délka	$l_{\text{ř}} = 57 \text{ mm}$
Poloměr pera	$R = 6 \text{ mm}$

### Zatěžující síla z hlediska tlaku:

$$F_p = \frac{M_{kH}}{\frac{d_H}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{21\,020}{\frac{44}{2} + \frac{3,1}{2}} = 892,6 \text{ N} \quad (87)$$

### Kontrola na otláčení:

Dovolený tlak pro ocelový náboj  $\Rightarrow p_{DOV} = 100 \text{ MPa}$  [2]

$$p = \frac{F_p}{t_1 \cdot (l_{\text{ř}} - R)} = \frac{892,6}{3,1 \cdot (57 - 6)} = 5,6 \text{ MPa} \quad (88)$$

$$p \leq p_{DOV} \Rightarrow 5,6 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (89)$$

### Zatěžující síla z hlediska smyku:

$$F_s = \frac{M_{kH}}{\frac{d_H}{2}} = \frac{21\,020}{\frac{44}{2}} = 955,5 \text{ N} \quad (90)$$

### Kontrola na smyk:

Dovolená hodnota ve smyku pro ocelový náboj  $\Rightarrow \tau_{DOV} = 60 \text{ MPa}$  [2]

$$\tau = \frac{F_s}{b \cdot (l_{\text{ř}} - R)} = \frac{955,5}{12 \cdot (57 - 6)} = 1,6 \text{ MPa} \quad (91)$$

$$\tau \leq \tau_{DOV} \Rightarrow 1,6 \text{ MPa} \leq 60 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (92)$$

## 16 Kontrola životnosti ložisek

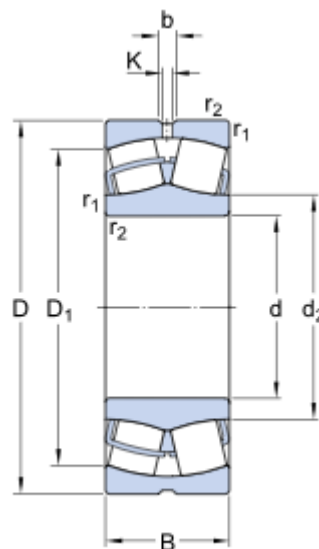
Pro otočné uložení excentrické hřídele jsem použil soudečková ložiska, určená pro vibrační stroje a zařízení. Navržená ložiska jsou namáhána pouze radiálními silami od předpětí řemene a závaží. (viz. obr. 36)

### Zvolené ložisko

**Ložisko SKF 22310 E/VA405** (řada SKF Explorer)

Tab. 11 Parametry zvoleného ložiska [19]

Vnitřní průměr ložiska	$d = 50 \text{ mm}$
Vnější průměr ložiska	$D = 110 \text{ mm}$
Šířka ložiska	$B = 40 \text{ mm}$
Dynamická únosnost	$C = 228 \text{ kN}$
Statická únosnost	$C_0 = 224 \text{ kN}$
Mezní únavové zatížení	$P_u = 24 \text{ kN}$
Mezní otáčky	6 300 ot/min



Obr. 38 Rozměry zvoleného ložiska [19]

### Ekvivalentní zatížení

$$P = R_A = 22\,906,1 \text{ N} = 22,91 \text{ kN} \quad (93)$$

### Základní trvanlivost ložiska

$$\text{Čárový styk} \Rightarrow p_s = \frac{10}{3}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{p_s} = \left(\frac{228}{22,91}\right)^{\frac{10}{3}} = 2\,120,15 \text{ mil. ot.} \quad (94)$$

### Trvanlivost ložiska v hodinách

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_H} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 1\,000} \cdot 2\,120,15 = 35\,335,8 \text{ hod.} \quad (95)$$

### Střední průměr ložiska

$$d_m = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (50 + 110) = 80 \text{ mm} \quad (96)$$

### Volba typu maziva

Z katalogu SKF, bylo stanovena na základě středního průměru  $d_m = 80 \text{ mm}$  a otáček hřídele  $n_H = 1\,000 \text{ ot/min}$  minimální viskozita  $\nu_1 = 14 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Dále z katalogu SKF, byla určena pro provozní teplotu  $70 \text{ }^\circ\text{C}$  maziva, viskózní třída dle klasifikace **ISO VG 32** s minimální viskozitou  $\nu_1 = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$  při  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ . (viz. Příloha B)

Pro mazání ložisek volím plastické mazivo - **SKF LGGB 2**. Kinematická viskozita maziva je  $\nu = 110 \text{ mm}^2/\text{s}$  a provozní teploty jsou v rozmezí od  $-40^\circ\text{C}$  do  $+90^\circ\text{C}$ . [20]

Jedná se o biologicky odbouratelné plastické mazivo vyznačující se nízkou toxicitou na bázi syntetického esterového oleje s lithno-vápenatým zahušťovadlem. Díky svému speciálnímu složení je nejvhodnější pro aplikace, kde je důležité přihlížet k ochraně životního prostředí proti znečištění, např. zemědělské a lesní stroje, stavební stroje, těžební zařízení atd. [20]

#### Viskózní poměr

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{110}{32} = 3,4 \quad (97)$$

#### Součinitel znečištění

Z katalogu firmy SKF, pro provozní podmínky „Typického znečištění“ a střední průměr ložiska  $d_m = 80 \text{ mm}$  je součinitel znečištění  $\eta_c = (0,3 \div 0,1) \Rightarrow$  volím  $\eta_c = 0,2$ . [9]

#### Pomocná hodnota pro určení součinitele $a_{SKF}$

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,2 \cdot \frac{24}{22,91} = 0,21 \quad (98)$$

#### Stanovení součinitele $a_{SKF}$

Po zaznačení pomocné hodnoty a viskózního poměru do grafu pro určení součinitele  $a_{SKF}$ , vyplývá, že součinitel je roven hodnotě  $\Rightarrow a_{SKF} = 2$  (viz. Příloha B)

#### Stanovení součinitel spolehlivosti $a_1$

Součinitel spolehlivosti volím dle katalogu firmy SKF pro 90 % spolehlivost  $\Rightarrow a_1 = 1$  [9]

#### Trvanlivost ložiska dle SKF

$$L_{10m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 1 \cdot 2 \cdot 2120,15 = 4240,3 \text{ mil. ot.} \quad (99)$$

#### Trvanlivost ložiska dle SKF v hodinách

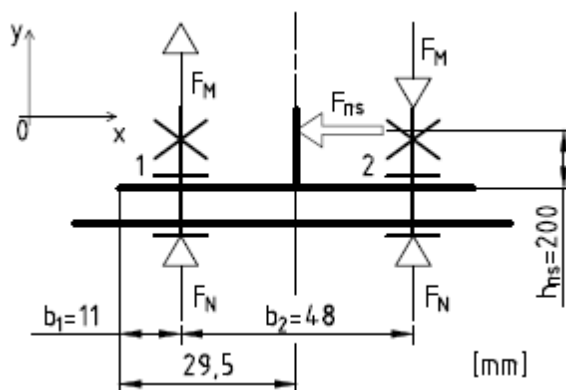
$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_H} \cdot L_{10m} = \frac{10^6}{60 \cdot 1000} \cdot 4240,3 = 70671,7 \text{ hod.} \quad (100)$$

## 17 Kontrola šroubových spojů

Jak již bylo zmíněno v úvodu, jednotlivé komponenty jsou převážně spojeny pomocí šroubových spojů. Velkou výhodou v této aplikaci je jejich odolnost vůči kmitům, zejména u lícovaných šroubů.

### 17.1 Šroubový spoj mezi bočnicí a nosníkem

Typ a velikost šroubu  $\Rightarrow$  **M10x30 ISO 4017 – 8.8 A3L**



Obr. 39 Výpočtový model šroubového spoj mezi bočnicí a nosníkem

#### Zatěžující síla

Hmotnost zatěžující hmoty  $\Rightarrow$   **$m_{ns} = 33,6$  kg** (zjištěno pomocí programu Inventor)

$$F_{ns} = m_{ns} \cdot g \cdot G_g = 33,6 \cdot 9,81 \cdot 3,6 = \mathbf{1\,186,6\,N} \quad (101)$$

#### Tahová síla ve šroubu

Bezpečnost proti prokluzu spojovaných součástí  $\Rightarrow$   **$k_b = 1,3$**

Součinitel smykového tření pro ocel - ocel  $f_s = (0,15 \div 0,20) \Rightarrow$  volím  **$f_s = 0,16$**  [1]

$$F_N = \frac{k_b \cdot F_{ns}}{4 \cdot f_s} = \frac{1,3 \cdot 1\,186,6}{4 \cdot 0,16} = \mathbf{2\,410,3\,N} \quad (102)$$

#### Přídavná tahová síla od naklopení součástí

Kromě tahové síly  $F_N$ , musí šroub zachytit i přídavné tahové síly  $F_M$  od naklopení spojované součásti. Hodnota se určí z momentové rovnováhy.

$$F_{ns} \cdot h_{ns} = F_M \cdot b_2 \quad (103)$$

$$F_M = \frac{F_{ns} \cdot h_{ns}}{b_2} = \frac{1\,186,6 \cdot 200}{48} = \mathbf{4\,944,2\,N} \quad (104)$$

### Výsledná tahová síla ve šroubu 1

$$F_{O1} = F_N + F_M = 2\,410,3 + 4\,944,2 = 7\,354,5 \text{ N} \quad (105)$$

### Úhel stoupání závitu

Střední průměr závitu pro šroub M10  $\Rightarrow d_2 = 9,026 \text{ mm}$  [1]

Stoupání závitu  $\Rightarrow P_h = 1,5 \text{ mm}$  [1]

$$\psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026} = 3,03^\circ \quad (106)$$

### Redukovaný třecí úhel

Součinitel smyk. tření na závitu (zinek - zinek)  $f_{SZ} = (0,21 \div 0,43)$  volím  $\Rightarrow f_{SZ} = 0,3$  [2]

Úhel profilu metrického závitu  $\Rightarrow \alpha_p = 60^\circ$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_{SZ}}{\cos \frac{\alpha_p}{2}} = \arctg \frac{0,3}{\cos \frac{60}{2}} = 19,11^\circ \quad (107)$$

### Kontrola samosvornosti šroubu

$$\begin{aligned} \varphi' &\geq \psi \\ 19,11^\circ &> 3,03^\circ \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (108)$$

### Tahové napětí ve šroubu

Malý průměr závitu pro šroub M10  $\Rightarrow d_3 = 8,16 \text{ mm}$  [1]

$$\sigma_{t1} = \frac{F_{O1}}{S} = \frac{F_{O1}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{7\,354,5}{\frac{\pi \cdot 8,16^2}{4}} = 140,6 \text{ MPa} \quad (109)$$

### Smykové napětí ve šroubu

$$\begin{aligned} \tau_{k1} &= \frac{M_T}{W_k} = \frac{F_Z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{F_{O1} \cdot \tan(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \\ &= \frac{7\,354,5 \cdot \tan(19,11 + 3,03) \cdot \frac{9,026}{2}}{\frac{\pi \cdot 8,16^3}{16}} = 126,6 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (110)$$

### Redukované napětí dle Guesta

$$\sigma_{RED1} = \sqrt{\sigma_{t1}^2 + 4 \cdot \tau_{k1}^2} = \sqrt{140,6^2 + 4 \cdot 126,6^2} = 289,6 \text{ MPa} \quad (111)$$

### Součinitel statické bezpečnosti pro šroub 1

Mez kluzu pro třídu pevnosti šroubu 8.8  $\Rightarrow R_e = 640 \text{ MPa}$

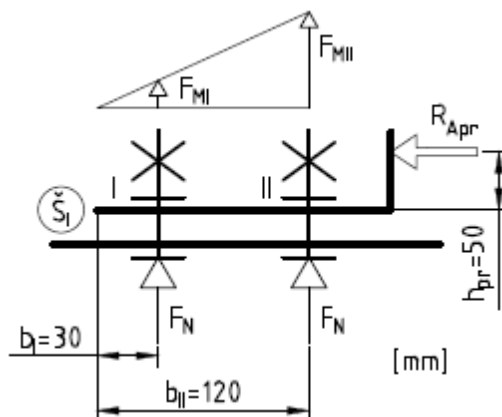
$$k_{s1} = \frac{R_e}{\sigma_{RED1}} = \frac{640}{289,6} = 2,21 > 1,5 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (112)$$



## 17.2 Šroubový spoj mezi bočnicí a úchytem pružin

Zatěžující síla šroubového spoje je rovna reakci  $\Rightarrow R_{Apr} = 5\,624,1\text{ N}$  (viz. kapitola 8)

Typ a velikost šroubu  $\Rightarrow \mathbf{M16x40\ ISO\ 4017 - 6.8\ A3L}$



Obr. 40 Výpočtový model šroubový spoj mezi bočnicí a úchytem pružin

### Tahová síla ve šroubu

Bezpečnost proti prokluzu spojovaných součástí  $\Rightarrow k_b = 1,3$

Součinitel smykového tření pro ocel - ocel  $f_s = (0,15 \div 0,20) \Rightarrow$  volím  $f_s = 0,16$  [1]

$$F_N = \frac{k_b \cdot R_{Apr}}{4 \cdot f_s} = \frac{1,3 \cdot 5\,624,1}{4 \cdot 0,16} = 11\,424\text{ N} \quad (113)$$

### Přídavná tahová síla od naklopení součástí

Kromě tahové síly  $F_N$  musí šroub zachytit i přídavné tahové síly  $F_{Mi}$  od naklopení spojované součásti kolem bodu  $\check{S}_I$  momentem silové dvojice. Hodnota se určí z momentové rovnováhy. Zároveň pro síly  $F_{Mi}$  platí podobnost trojúhelníků. [2]

$$R_{Apr} \cdot h_{pr} = 2 \cdot \sum_{i=I}^{II} F_{Mi} \cdot b_i \quad (114)$$

$$R_{Apr} \cdot h_{pr} = 2 \cdot (F_{MI} \cdot b_I + F_{MII} \cdot b_{II}) \quad (115)$$

$$\frac{F_{MI}}{b_I} = \frac{F_{MII}}{b_{II}} \quad (116)$$

Po dosazení všech závislostí mezi jednotlivými hodnotami a vyjádření neznáme  $F_{MII}$  se získá rovnice (117).

$$F_{MII} = \frac{R_{Apr} \cdot h_{pr}}{2 \cdot \left( \frac{b_I^2}{b_{II}} + b_{II} \right)} = \frac{5\,624,1 \cdot 50}{2 \cdot \left( \frac{30^2}{120} + 120 \right)} = 1\,102,8\text{ N} \quad (117)$$

### Výsledná tahová síla ve šroubu II

$$F_{OII} = F_N + F_{MII} = 11\,424 + 1\,102,8 = \mathbf{12\,526,8\,N} \quad (118)$$

### Úhel stoupání závitu

Střední průměr závitu pro šroub M16  $\Rightarrow d_2 = \mathbf{14,701\,mm}$  [1]

Stoupání závitu  $\Rightarrow P_h = \mathbf{2\,mm}$  [1]

$$\psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{2}{\pi \cdot 14,701} = \mathbf{2,48^\circ} \quad (119)$$

### Redukovaný třecí úhel

Součinitel smyk. tření na závitu (zinek - zinek)  $f_{SZ} = (0,21 \div 0,43)$  volím  $\Rightarrow f_{SZ} = \mathbf{0,3}$  [2]

Úhel profilu metrického závitu  $\Rightarrow \alpha_p = \mathbf{60^\circ}$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_{SZ}}{\cos \frac{\alpha_p}{2}} = \arctg \frac{0,3}{\cos \frac{60}{2}} = \mathbf{19,11^\circ} \quad (120)$$

### Kontrola samosvornosti šroubu

$$\begin{aligned} \varphi' &\geq \psi \\ 19,11^\circ &> 2,48^\circ \Rightarrow \mathbf{vyhovuje} \end{aligned} \quad (121)$$

### Tahové napětí ve šroubu

Malý průměr závitu pro šroub M16  $\Rightarrow d_3 = \mathbf{13,546\,mm}$  [1]

$$\sigma_{tII} = \frac{F_{OII}}{S} = \frac{F_{OII}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{12\,526,8}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = \mathbf{86,9\,MPa} \quad (122)$$

### Smykové napětí ve šroubu

$$\begin{aligned} \tau_{kII} &= \frac{M_T}{W_k} = \frac{F_Z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{F_{OII} \cdot \tan(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \\ &= \frac{12\,526,8 \cdot \tan(19,11 + 2,48) \cdot \frac{14,701}{2}}{\frac{\pi \cdot 13,546^3}{16}} = \mathbf{74,7\,MPa} \end{aligned} \quad (123)$$

### Redukované napětí dle Guesta

$$\sigma_{REDII} = \sqrt{\sigma_{tII}^2 + 4 \cdot \tau_{kII}^2} = \sqrt{86,9^2 + 4 \cdot 74,7^2} = \mathbf{172,8\,MPa} \quad (124)$$

### Součinitel statické bezpečnosti pro šroub II

Mez kluzu pro třídu pevnosti šroubu 6.8  $\Rightarrow R_e = \mathbf{480\,MPa}$

$$k_{sII} = \frac{R_e}{\sigma_{REDII}} = \frac{480}{172,8} = \mathbf{2,78} > 1,5 \Rightarrow \mathbf{vyhovuje} \quad (125)$$

## 18 Kontrola čepů

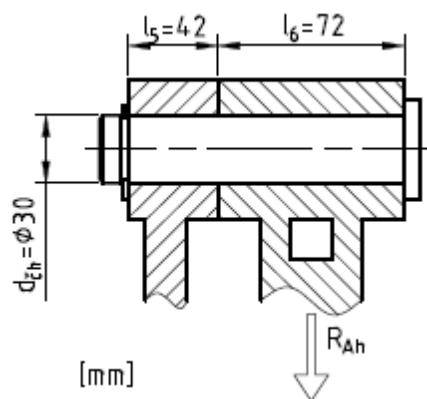
Tato kapitola pojednává o pevnostní kontrole jednotlivých čepů použitých při konstrukci stroje.

### 18.1 Čep hruboroštu

Zatěžující síla čepu je rovna reakci  $\Rightarrow R_{Ah} = 4\,920,9\text{ N}$  (viz. kapitola 9.1)

Materiál čepu  $\Rightarrow 11\,500.0$

Mez kluzu materiálu  $11\,500.0 \Rightarrow R_e = 275\text{ MPa}$  [1]



Obr. 41 Rozměry čepu hruboroštu

**Kontrola na smyk:**

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_{Ah}}{S} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_{Ah}}{\frac{\pi \cdot d_{ch}^2}{4}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4\,920,9}{\frac{\pi \cdot 30^2}{4}} = 9,3\text{ MPa} \quad (126)$$

$$k_{s\tau} = \frac{1}{2} \cdot \frac{R_e}{\tau} = \frac{1}{2} \cdot \frac{275}{9,3} = 14,78 > 1,5 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (127)$$

**Kontrola na otláčení:**

Dovolené napětí v tlaku pro ocel  $p_{DOV} = (100 \div 150)$  volím  $\Rightarrow p_{DOV} = 100\text{ MPa}$  [2]

$$p = \frac{R_{Ah}}{S} = \frac{R_{Ah}}{l_5 \cdot d_{ch}} = \frac{4\,920,9}{42 \cdot 30} = 3,9\text{ MPa} \quad (128)$$

$$p \leq p_{DOV} \Rightarrow 3,9\text{ MPa} < 100\text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (129)$$

**Kontrola na ohyb:**

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{R_{Ah} \cdot \left(\frac{l_5}{2} + \frac{l_6}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d_{ch}^3}{32}} = \frac{4\,920,9 \cdot \left(\frac{42}{2} + \frac{72}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} = 105,8\text{ MPa} \quad (130)$$

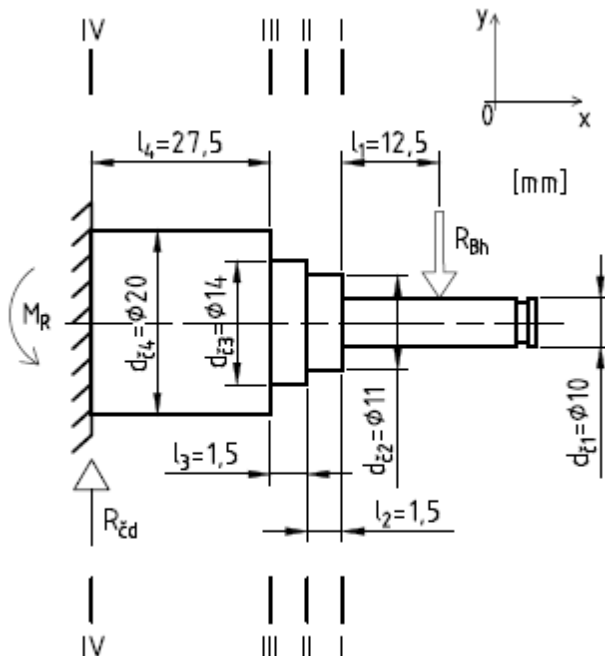
$$k_{so} = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{275}{105,8} = 2,6 > 1,5 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (131)$$

## 18.2 Dolní čep aktuátoru

Zatěžující síla čepu je rovna reakci  $\Rightarrow R_{Bh} = 5\,978\text{ N}$  (viz. kapitola 9.1)

Materiál čepu  $\Rightarrow 16\,341.8$

Mez kluzu pro materiál 16 341.8  $\Rightarrow R_e = 1\,222\text{ MPa}$  [18]



Obr. 42 Rozměry dolního čepu aktuátoru

### Reakce

$$M_R = R_{Bh} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 5\,978 \cdot (12,5 + 1,5 + 1,5 + 27,5) = 257\,054\text{ N} \cdot \text{mm} \quad (132)$$

$$R_{\check{c}d} = R_{Bh} = 5\,978\text{ N} \quad (133)$$

### Ohybové momenty v kritických průřezích

$$M_{oI} = R_{Bh} \cdot l_1 = 5\,978 \cdot 27,5 = 74\,725\text{ N} \cdot \text{mm} \quad (134)$$

$$M_{oII} = R_{Bh} \cdot (l_1 + l_2) = 5\,978 \cdot (27,5 + 1,5) = 83\,692\text{ N} \cdot \text{mm} \quad (135)$$

$$M_{oIII} = R_{Bh} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 5\,978 \cdot (27,5 + 1,5 + 1,5) = 92\,659\text{ N} \cdot \text{mm} \quad (136)$$

$$M_{oIV} = M_R = 257\,054\text{ N} \cdot \text{mm} \quad (137)$$

### Ohybové napětí v kritických průřezích

$$\sigma_{oI} = \frac{M_{oI}}{W_{oI}} = \frac{32 \cdot M_{oI}}{\pi \cdot d_{\check{c}1}^3} = \frac{32 \cdot 74\,725}{\pi \cdot 10^3} = 761,1\text{ MPa} \quad (138)$$

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \frac{32 \cdot M_{oII}}{\pi \cdot d_{\check{c}2}^3} = \frac{32 \cdot 83\,692}{\pi \cdot 11^3} = \mathbf{640,5 \text{ MPa}} \quad (139)$$

$$\sigma_{oIII} = \frac{M_{oIII}}{W_{oIII}} = \frac{32 \cdot M_{oIII}}{\pi \cdot d_{\check{c}3}^3} = \frac{32 \cdot 92\,659}{\pi \cdot 14^3} = \mathbf{344 \text{ MPa}} \quad (140)$$

$$\sigma_{oIV} = \frac{M_{oIV}}{W_{oIV}} = \frac{32 \cdot M_{oIV}}{\pi \cdot d_{\check{c}4}^3} = \frac{32 \cdot 257\,054}{\pi \cdot 20^3} = \mathbf{327,3 \text{ MPa}} \quad (141)$$

Pro další výpočet uvažuji s nejvyšší hodnotou napětí, která vyšla v průřezu I-I  $\sigma_{oI} = 761,1 \text{ MPa}$ .

#### Kontrola na ohyb

$$k_{so} = \frac{R_e}{\sigma_{oI}} = \frac{1\,222}{761,1} = \mathbf{1,61} > 1,5 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (142)$$

#### Kontrola na otlačení:

Dovolené napětí v tlaku pro ocel  $p_{DOV} = (100 \div 150) \text{ volím} \Rightarrow \mathbf{p_{DOV} = 100 \text{ MPa}}$  [2]

$$p = \frac{R_{Bh}}{S} = \frac{R_{Bh}}{2 \cdot l_1 \cdot d_{\check{c}1}} = \frac{5\,978}{2 \cdot 12,5 \cdot 10} = \mathbf{23,9 \text{ MPa}} \quad (143)$$

$$p \leq p_{DOV} \Rightarrow 23,9 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (144)$$

#### Kontrola na smyk:

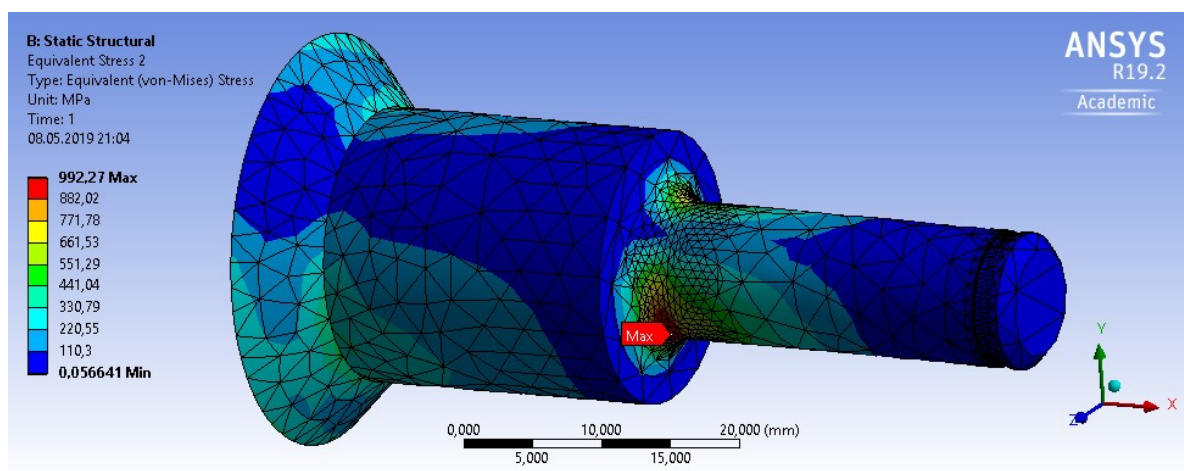
$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_{Bh}}{S} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_{Bh}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}1}^2}{4}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{5\,978}{\frac{\pi \cdot 10^2}{4}} = \mathbf{101,49 \text{ MPa}} \quad (145)$$

$$k_{s\tau} = \frac{1}{2} \cdot \frac{R_e}{\tau} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1\,222}{101,49} = \mathbf{6,02} > 1,5 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (146)$$

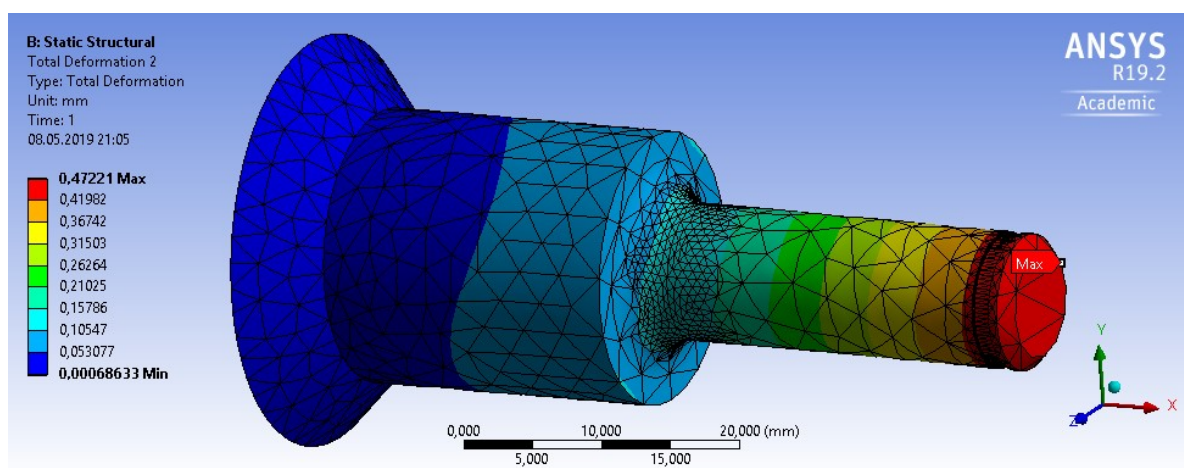
### 18.3 Porovnání výsledků napětí v dolním čepu s MKP analýzou

Pro analýzu byl použit model s reálnou podobou součásti. Pro spojení součásti s rámem byl navržen obvodový koutový svar o velikosti z5, zhotovený dle normy ČSN EN ISO 9692-1. Zatěžující síla na válcovém konci čepu od aktuátoru je rovna  $R_{Bh} = 5\,978 \text{ N}$  a působí pod úhlem  $\beta_h = 47,92^\circ$  (viz. obr. 25 a obr. 42).

Z výsledku získaného Metodou konečných prvků (MKP) se potvrdilo, že nejvyšší hodnota napětí je v místě přechodu z nejmenšího průměru na větší průměr. Hodnota ohybového napětí zjištěného analýzou je rovna **992,3 MPa**. Ve srovnání s hodnotou vypočtenou je vyšší o 231,2 MPa. Tento rozdíl je zapříčiněn zohledněním vrubu součásti, který předchozí výpočet nebral v potaz. Dále byla zjištěna maximální deformace, která se nachází na konci čepu a má hodnotu **0,47 mm**.



*Obr. 43 Ekvivalentní napětí v čepu*



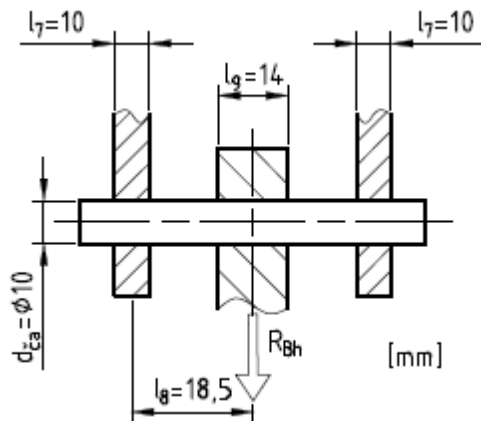
*Obr. 44 Celková deformace čepu*

## 18.4 Kontrola horního čepu aktuátoru

Zatěžující síla čepu je rovna reakci  $\Rightarrow R_{Bh} = 5\,978\text{ N}$  (viz. kapitola 9.1)

Materiál čepu  $\Rightarrow 15\,260.8$

Mez kluzu pro materiál 15 260.8  $\Rightarrow R_e = 900\text{ MPa}$  [21]



Obr. 45 Horní čep aktuátoru

### Kontrola na otláčení:

Dovolené napětí v tlaku pro ocel  $p_{DOV} = (100 \div 150)$  volím  $\Rightarrow p_{DOV} = 100\text{ MPa}$  [2]

$$p = \frac{R_{Bh}}{S} = \frac{R_{Bh}}{l_9 \cdot d_{\check{c}a}} = \frac{5\,978}{14 \cdot 10} = 42,7\text{ MPa} \quad (147)$$

$$p \leq p_{DOV} \Rightarrow 42,7\text{ MPa} < 100\text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Kontrola na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{R_{Bh}}{2} \cdot l_8}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}a}^3}{32}} = \frac{\frac{5\,978}{2} \cdot 18,5}{\frac{\pi \cdot 10^3}{32}} = 563,2\text{ MPa} \quad (148)$$

$$k_{so} = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{900}{563,2} = 1,6 > 1,5 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (149)$$

### Kontrola na smyk:

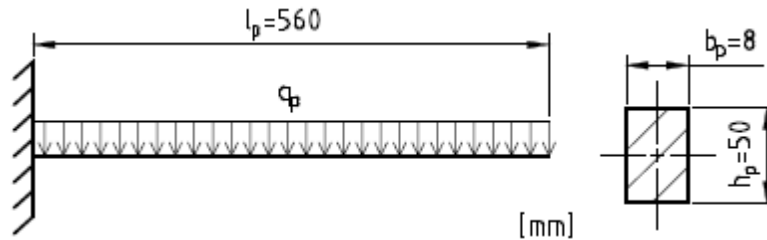
$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_{Bh}}{2 \cdot S} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_{Bh}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}a}^2}{4}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{5\,978}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 10^2}{4}} = 50,7\text{ MPa} \quad (150)$$

$$k_{s\tau} = \frac{1}{2} \cdot \frac{R_e}{\tau} = \frac{1}{2} \cdot \frac{900}{50,7} = 8,88 \quad (151)$$

## 19 Kontrola prutu hruboroštu

Materiál prutu  $\Rightarrow$  **11 373.0**

Mez kluzu pro materiál 11 373.0  $\Rightarrow R_e = 186 \text{ MPa}$  [1]



Obr. 46 Prut hruboroštu

### Plošné zatížení

Hmotnost zatěžující hmoty  $\Rightarrow m_p = 11,8 \text{ kg}$  (zjištěno pomocí programu Inventor)

$$q_p = \frac{m_p}{l_h} \cdot g = \frac{11,8}{0,56} \cdot 9,81 = 206,7 \text{ N/m} = 0,207 \text{ N/mm} \quad (152)$$

### Ohybový moment

$$M_o = \frac{q_p \cdot l_h^2}{2} = \frac{0,207 \cdot 560^2}{2} = 32\,457,6 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (153)$$

### Kontrola na ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{b_p \cdot h_p^2}{6}} = \frac{32\,457,6}{\frac{8 \cdot 50^2}{6}} = 9,7 \text{ MPa} \quad (154)$$

$$k_{so} = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{186}{9,7} = 19,17 > 1,5 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (155)$$

### Průhyb

Modul pružnosti v tahu pro ocel taženou  $\Rightarrow E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$  [1]

$$y_p = \frac{q_p \cdot l_p^4}{8 \cdot E \cdot I_p} = \frac{0,207 \cdot 560^4}{8 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{8 \cdot 50^3}{12}} = 0,15 \text{ mm} \quad (156)$$



## 20 Závěr

Hlavním cílem diplomové práce byl konstrukční návrh a následná pevnostní kontrola vybraných dílů stroje na třídění zeminy. Zařízení bylo zkonstruováno pro síto o velikosti  $800 \times 2\,000\text{ mm}$  s požadovanou výstupní frakcí zeminy  $0 \div 10\text{ mm}$ . Rám stroje byl vybaven násypkou s výklopným hruboroštem. Pro pohon třídící jednotky byl použit asynchronní elektromotor.

Úvodní část se zabývala klasifikováním fyzikálních vlastností zeminy a experimentálního zjištění minimálního úhlu skluzu. Z výsledků experimentu vyplývá, že rozhodujícím kritériem je množství vody obsažené v zemině.

Dále bylo provedeno srovnání třídíčů na základě typu pohybu materiálu, z kterého byl zvolen pohyb pomocí vibrací. Ze zvoleného typu pohybu vychází i volba pohonu a jeho polohy vůči těžišti třídící jednotky. Rozhodl jsem se pro použití jednoho pohonu umístěného pod těžiště třídící jednotky, kdy výsledný pohyb bude eliptický. Pohon je zajištěn asynchronním elektromotorem pohánějícím excentrickou hřídel s přídatnými závažími. Závaží zde slouží k nastavení velikosti amplitudy. V další části byl zvolen typ a způsob uložení síta, kde jsem použil drátěné síto s čtvercovými oky o velikosti  $10\text{ mm}$ . Následoval návrh šroubových tlačných pružin, které jsou zde použity pro eliminování přenosu dynamických sil do rámu, potažmo okolí stroje. Po pružinách byl navržen tvar a rozměry hruboroštu, který je tvořen patnácti ocelovými tyčemi obdélníkového průřezu s roztečí  $40\text{ mm}$ . Jednotlivé tyče jsou uchyceny v rámu ve tvaru písmena U. Pro pohon hruboroštu je zvolen lineární aktuátor, kdy maximální úhel sklopení je  $100^\circ$ . Dále je navržen tvar a rozměry násypky se skluzem, jehož úhel sklonu vychází z experimentu v úvodu práce. Pro návrh tvaru a jednotlivých rozměrů rámu jsem vycházel z tzv. „chodníkového kontejneru“.

Následující část se zabývá početním návrhem klínového řemene, pro přenos výkonu z motoru na excentrickou hřídel a kontrolními výpočty vybraných dílů. Konkrétně statickou a dynamickou kontrolou hnané hřídele s výpočtem trvanlivosti ložisek, pevnostní kontrolou použitých čepů s porovnáním výsledků s metodou MKP. Kontrolou šroubových spojů a prutů hruboroštu. Na závěr byla zhotoven výkres sestavy stroje a výrobní výkres čepu.

## Poděkování

Rád bych touto cestou vyjádřil poděkování doc. Ing. Květoslavu Kalábovi, Ph.D. za jeho cenné rady a trpělivost při vedení mé diplomové práce. Rovněž bych chtěl poděkovat prof. Dr. Ing. Miloši Němčkovi za vstřícnost a pomoc při získávání odborných rad. V neposlední řadě děkuji své rodině a přátelům za podporu a trpělivost v době vypracovávání diplomové práce.

## 21 Seznam použité literatury

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [2] KALÁB, Květoslav. *ČÁSTI A MECHANISMY STROJŮ: pro 2. a 3. ročník bakalářského studia*. Ostrava: VŠB-TUO, 2015.
- [3] POLÁK, Jaromír, Karel BAILOTTI, Jiří PAVLIŠKA a Leopold HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB-TUO, 2003.
- [4] HAVLÍK, Jiří a Petr MARŠÁLEK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů cvičení*. Ostrava, 2014. VŠB-TUO.
- [5] SHAH, K.P. *Construction, Working and Maintenance of Electric Vibrators and Vibrating Screens* [online]. 2018 [cit. 2019-02-24]. Dostupné z: <https://practicalmaintenance.net/wp-content/uploads/Construction-Working-and-Maintenance-of-Vibrators-and-Vibrating-Screens.pdf>
- [6] SIEMENS: *Trojfázové asynchronní motory nakrátko 1LA7* [online]. [cit. 2019-03-06]. Dostupné z: <http://www.motorgear.cz/files/files/463-Elektromotory-Siemens-1LA7.pdf>
- [7] HEIN, LEHMANN: *Wire cloth and wire grids* [online]. [cit. 2019-03-06]. Dostupné z: [https://www.heinlehmann.de/images/stories/hl/grundstoffsiebe/pdf/Drahtgewebe\\_und\\_Drahtgitter\\_-\\_DEU.pdf](https://www.heinlehmann.de/images/stories/hl/grundstoffsiebe/pdf/Drahtgewebe_und_Drahtgitter_-_DEU.pdf)
- [8] HENNLICH: *Tlačné pružiny z pružinové oceli* [online]. [cit. 2019-03-08]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/pruziny-tlacne-pruziny-162/tlacne-pruziny-z-pruzinove-oceli.html>
- [9] SKF CZ, a.s.: *Hlavní katalog* [online]. [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: [https://www.arkov.cz/getattachment/4c979758-64b2-4b17-88d6-afb03ab3a85b/Hlavni-katalog-SKF-\(CZ\)](https://www.arkov.cz/getattachment/4c979758-64b2-4b17-88d6-afb03ab3a85b/Hlavni-katalog-SKF-(CZ))
- [10] *Hmotnosti a jiné charakteristiky staviv, stavebních výrobků, hornin, zemin a skladovaných materiálů* [online]. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: [https://w15122.fa.cvut.cz/?download=\\_/predmet.nk3/pomucky/objem\\_hmot.pdf](https://w15122.fa.cvut.cz/?download=_/predmet.nk3/pomucky/objem_hmot.pdf)
- [11] Volba správného způsobu měření výšky hladiny. In: *Control Engineering* [online]. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: <http://www.controlengcesko.com/hlavni-menu/artykuly/artykul/article/volba-spravneho-zpusobu-mereni-vysky-hladiny/>

- [12] Rotary Drum Screener. In: *FanWay Fertilizer Machinery* [online]. [cit. 2019-02-24]. Dostupné z: <https://fertilizer-machinery.com/equipment/rotary-drum-screener.html>
- [13] Třidiče E12. In: *Třidičky s.r.o.* [online]. [cit. 2019-02-24]. Dostupné z: <http://tridicky.cz/>
- [14] *ROSTA: Motorbase - Type MB 27* [online]. [cit. 2019-03-06]. Dostupné z: <https://www.rosta.ch/en/products/tensioning-technology/motorbases/Type-MB-27/79>
- [15] *HENNLICH: Tlačné pružiny z pružinové oceli* [online]. [cit. 2019-03-08]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/pruziny-tlacne-pruziny-162/tlacne-pruziny-z-pruzinove-oceli.html>
- [16] *RAVEO: DC aktuátor ALI3-P* [online]. [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/stejnosmerny-aktuator-ali3p>
- [17] *Containerbau und Umwelttechnik Lübben GmbH: Abrollbehälter nach DIN 30722 / Teil 3* [online]. [cit. 2019-02-12]. Dostupné z: <http://www.containertechnik.de/city.html>
- [18] *T-PROM s.r.o.: Mechanické vlastnosti ocelí* [online]. [cit. 2019-04-13]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>
- [19] *SKF CZ, a.s.: Soudečkové ložisko - 22310 E/VA405* [online]. [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html?designation=22310%20E%2FVA405>
- [20] *SKF CZ, a.s.: Biologicky odbouratelné plastické mazivo - LGGB 2* [online]. [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/lubrication-solutions/lubricants/biodegradable-grease/index.html>
- [21] *Bohdan Bolzano s.r.o.: Přehled vlastností oceli 51CrV4 (15 260)* [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: [https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP\\_%20Tycova\\_ocel/EN\\_10083/MOP\\_51CrV4.pdf](https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP_51CrV4.pdf)

## 22 Seznam příloh

Příloha A – Volba součinitelů pro výpočet hřídele

Příloha B – Volba součinitelů pro výpočet ložiska

Výkres sestavy třídiče zeminy DP 01 0000

Seznam položek třídiče zeminy DP 01 0000 - K

Výrobní výkres čepu DP 01 1001

CD-ROM s diplomovou prací v elektronické podobě